

VŠB-Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Konstrukční návrh zařízení pro vyprazdňování kontejneru

Construction Design of the Equipment for Emptying of the
Containers

Student:

Machálek Tomáš

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.

Ostrava 2013

Zadání bakalářské práce

Student: **Tomáš Machálek**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení
Téma: **Konstrukční návrh zařízení pro vyprazdňování kontejneru**
Construction Design of the Equipment for Emptying of the Containers

Zásady pro vypracování:

Pro potřeby přesypávání materiálu z kontejnerů od externích dodavatelů do kontejnerů využívaných na zpracovatelské lince navrhnete univerzální vyprazdňovací zařízení. Maximální nosnost je omezena jednou tunou. Zpracujte rešerši stávajícího stavu a běžně používaných řešení. Navrhnete variantní řešení a provedte konstrukční návrh vybrané varianty. Kontrolními výpočty ověřte správnost návrhu. Zpracujte výkresovou dokumentaci (upřesní vedoucí práce).

Seznam doporučené odborné literatury:

- KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1290-8
KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonu strojů*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1860-3
DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů. Návrh. Výpočet. Konstrukce*. Montanex a.s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3
MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočet a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0878-1
NĚMČEK, M.: *Řešené příklady ČaMS Spoje*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8
LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. 1. vydání. Úvaly: Albra-pedagogické nakladatelství, 2003, ISBN 80-86490-74-2

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

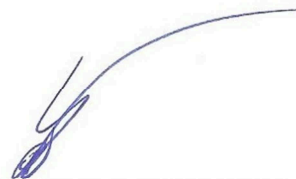
Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 20.5.2013

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 20.5.2013

.....

Podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Tomáš Machálek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Horní Bečva 51

756 57

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

MACHÁLEK, T. *Konstrukční návrh zařízení na vyprazdňování kontejneru : bakalářská práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, fakulta strojní, katedra výrobních strojů a konstruování, 2013, 50s. Vedoucí práce: Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.

Bakalářská práce se zabývá návrhem zařízení, které slouží k vysypávání kontejnerů externích firem do normalizovaných kontejnerů na daném pracovišti. V úvodu je čtenář seznámen s aktuální problematikou stávajícího stroje. V hlavní části je zkonstruováno zařízení s optimálním řešením nosné konstrukce a pohonu. Důraz je kladen na snížení hmotnosti a pokles celkových nákladů. K pevnostním výpočtům je použita analýza metody konečných prvků. Dosažené výsledky jsou shrnuty v závěru. Vytvořená výkresová dokumentace je v příloze.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

MACHÁLEK, T. *Construction Design of the Equipment for Emptying of the Containers: Bachelor Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2013, 50p. Thesis head: Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.

The thesis is talking about design of the equipment which is used for emptying of the containers from external companies into standard containers in a certain department. A reader is familiar with current issues of existing machine in the introduction. In the main part there is designed an equipment with optimal solution of the construction and the engine. There are two main goals – a weight reduction and a total cost decrease. The Finite Element Method analysis is used for strength calculations. The results are summarized in the conclusion. The newly created drawing documentation is added in the enclosure of the bachelor thesis.

Seznam použitých veličin:

F_1	zatěžující síla od kontejneru	[N]
F_2	síla působící na pero	[N]
F_3	síla působící na každou patku zařízení	[N]
J	moment setrvačnosti tělesa procházejícím mimo osu	[kg.m ²]
J_0	moment setrvačnosti obdélníku	[kg.m ²]
J_{ex}	všechny momenty setrvačnosti kabiny	[kg.m ²]
J_{Mot}	moment setrvačnosti motoru	[kg.m ²]
$J_{P\,SV}$	polární moment setrvačnosti svaru	[mm ⁴]
L	velikost vzdálenosti středu ložiska od svaru	[mm]
M_{K2}	krouticí moment přesýpací kabiny	[N.m]
M_O	ohybový moment svařovaného čepu	[N.mm]
P_1	výkon potřebný k otočení kabiny	[W]
Re	mez kluzu materiálu	[MPa]
S_1	obsah plochy dna kabiny	[mm ²]
S_2	obsah plochy patky zařízení	[mm ²]
S_{SV}	výpočet plochy svaru	[mm ²]
$W_{K\,SV}$	průřezový modul svaru v krutu	[mm ³]
$W_{O\,SV}$	průřezový modul svaru v ohybu	[mm ³]
a	výška koutového svaru	[mm]
a_1	šířka dna kabiny	[mm]
a_2	šířka patky	[mm]
b_1	délka dna kabiny	[mm]
b_2	délka patky	[mm]
d	průměr čepu kabiny	[mm]
d_1	průměr velikosti výstupu z převodovky	[mm]
F_2	síla působící na pero	[N]
g	gravitační konstanta	[kg.m.s ⁻²]
i_{ges}	převodový poměr převodovky	[-]
k_3	převodní součinitel	[-]
k_4	převodní součinitel	[-]
k_s	koeficient statické bezpečnosti	[-]
l'	otlačována délka pera	[mm]
m_1	hmotnost materiálu	[kg]
m_{af}	poměr setrvačnosti momentů	[-]

m_v	hmotnost vysýpacího zařízení	[kg]
n_2	výstupní otáčky z převodovky	[min ⁻¹]
p_1	tlak v podlaze kabiny	[MPa]
p_2	tlak v náboji	[mm]
p_{D2}	dovolený tlak v náboji pro ocel	[mm]
p_m	měrná tlak v kotevních patkách	[MPa]
r	rameno krouticího momentu	[mm]
t_1	hloubka drážky pro pero	[mm]
z	šířka koutového svaru	[mm]
β	součinitel tloušťky koutového svaru	[mm]
π	Ludolfovo Číslo	[-]
σ_{Dt}	dovolené výsledné napětí v horním vlákně svaru	[MPa]
σ_{red}	výsledné napětí v horním vlákně svaru	[MPa]
$\tau_{//}^{Mk}$	smykové napětí svaru v krutu	[MPa]
τ_{\perp}^F	namáhání na smyk	[MPa]
τ_{\perp}^{Mo}	namáhání na smyk	[MPa]
τ_D	dovolené tahové namáhání	[MPa]

Obsah

Seznam použitých veličin:	7
Úvod.....	10
1 Rozdělení zařízení a materiálu z hlediska manipulace	11
2 Obecný popis zařízení na vyprazdňování kontejneru	13
2.1 Parametry jednotlivých komponentů	14
2.2 Přesýpací zařízení	15
3 Vlastní návrh vysýpacího zařízení	19
4 Kontrolní výpočty	24
4.1 Výpočet krouticího momentu a nosné hřídele	24
4.2 Výpočet svaru čepu.....	26
4.3 Nosné segmenty	29
4.4 Návrh a výpočet motoru s převodovkou	31
4.5 Výpočet pružné spojky	34
4.6 Výpočet měrného tlaku v kotevních patkách.....	36
4.7 Výpočet nosné konstrukce a kabiny v MPK.....	37
5 Závěr	46
6 Seznam použité literatury:.....	47
7 Seznam použitých obrázků:	49
8 Seznam grafů:.....	50
9 Seznam tabulek:	50
10 Seznam příloh:	50

Úvod

Manipulační zařízení řada z nás používá ve všedním životě a často si to ani neuvědomujeme. Od jídla, které přenášíme pomocí talíře až po jednorázové upevnění těžkého stroje jeřábem. Zařízení na manipulaci s materiálem fungují na principu gravitace (skluzu) nebo mechanického pohonu. Já budu řešit manipulaci s kusovým materiálem, který potřebuju přemístit z jednoho kontejneru do druhého. Vyprazdňování bude probíhat za pomoci stroje, jehož hlavní pohyb je rotace kabiny kolem své osy.

1 Rozdělení zařízení a materiálu z hlediska manipulace

Je to zařízení, které dokáže manipulovat s materiálem a následně ho třídit, ukládat, či patřičně orientovat, tak aby byla usnadněná jeho další technologie výroby. Zařízení bývá používáno buď jako celek (vysokozdvíhový vozík, jeřáb, bagr), nebo zabudováno do nadřazené technologie (podkopová lžíce k bagru, jeřábová kladka k jeřábu)

Rozdělení podle pohonu:

- Ruční
- Mechanické

Ruční manipulační zařízení jsou takové, kterému zajišťuje pohon lidská energie, s nimi se setkáváme během každodenního života. (zahradní kolečka, lopata, vědra)



Obr. 1 Ruční manipulační zařízení [1]

Mechanickým pohonům zajišťuje vstupní energii poháněného členu zařízení, jejímž hlavním úkolem je přeměna energie z elektrické, vodní nebo větrné na mechanickou práci. (elektromotory, mlýnská kola).



Obr. 2 Mechanizovaný vysokozdvíhový vozík [2]

Materiál je velice široký pojem, který charakterizuje celou škálu surovin a výrobků. Rozdělujeme je do tří skupin[3]:

- tuhé pevné (sypké a kusové)
- kapalné materiály
- plynné materiály

Základní fyzikální vlastností všech materiálu je měrná hmotnost ρ [kg/m³].

Tuhé (pevné) materiály

sypké - základními vlastnostmi jsou objemová hmotnost, sypný úhel, zrnitost, prašnost, vznětlivost a explozivnost



Obr. 3 Sypký materiál (peletka) [4]

kusové – druh kusového materiálu je značný, a proto se jeho klasifikace stanovuje podle potřeby na skladování a manipulaci podle: tvaru, objemu, hmotnosti, materiálu, stability, atd.



Obr. 4 Kusový materiál [5]

Kapalné a plynné materiály

Z hlediska manipulace s materiálem mají význam faktory jako: hustota, stlačitelnost, viskozita, sklon ke srážení a tvoření usazenin, hořlavost, výbušnost, jedovatost.

2 Obecný popis zařízení na vyprazdňování kontejneru

Zařízení slouží pro přesypávání materiálu z kontejnerů externích firem do kontejnerů, který má velikostní rozměry upraveny tak, aby jej bylo možno umístit na linku. Kontejnery, které vkládáme do zařízení na vyprazdňování kontejneru (dále jen přesýpacího zařízení), mají hmotnost do 1t. Samotné zařízení bude zabírat plochu kolem 3m². Jeho výška je 2,4m a strany 2m a 1,5m. Klec, ve které bude umístěn kontejner, se překlápí o 120° kolem svého středu z výchozí polohy Obr. 5 (myslím tím osu, která je rovnoběžná s podlahou). Konečné rozměry budou jasné až po optimalizaci zařízení.



Obr. 5 Přesýpací zařízení s kontejnerem

Obr. 6 znázorňuje průběh vysypávání do firemního kontejneru, který pokračuje na výrobní linku. Objem jednoho kontejneru externí firmy zaujme tři naše kontejnery.



Obr. 6 Průběh vysypávání

2.1 Parametry jednotlivých komponentů

Kontejner na přesypání materiál

Je na jedné straně opatřen výsuvným bokem. Tím je při výrobě materiál hrnut do výrobní linky. Kontejner je svařovaný z ocelového plechu Obr. 7. Jeho nosnost činí 500 kg.

Základní rozměrové parametry:

- Výška 1000 mm
- Délka 1300 mm
- Šířka 800 mm
- Váha 50kg



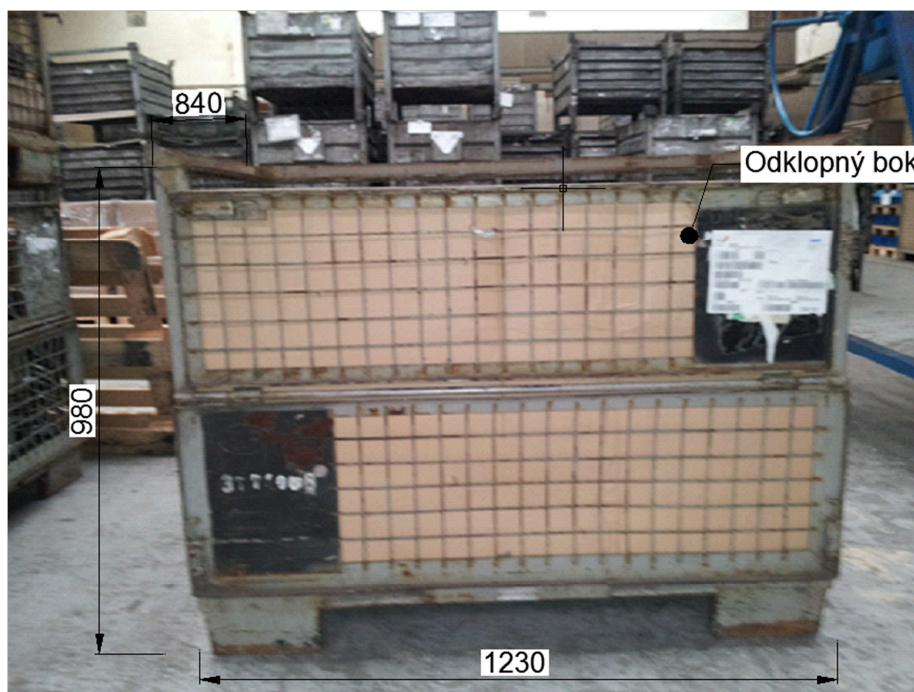
Obr. 7 Normalizovaný kontejner na výrobní linku

Přesypávaný kontejner

Jde o kontejner s drátěnými stěnami a dřevěným dnem Obr. 8. Na jedné straně kontejner disponuje odklopným bokem, což umožňuje bezproblémové vysypání.

Parametry:

- Výška 980mm
- Šířka 840mm
- Délka 1230mm
- Hmotnost cca. 50kg



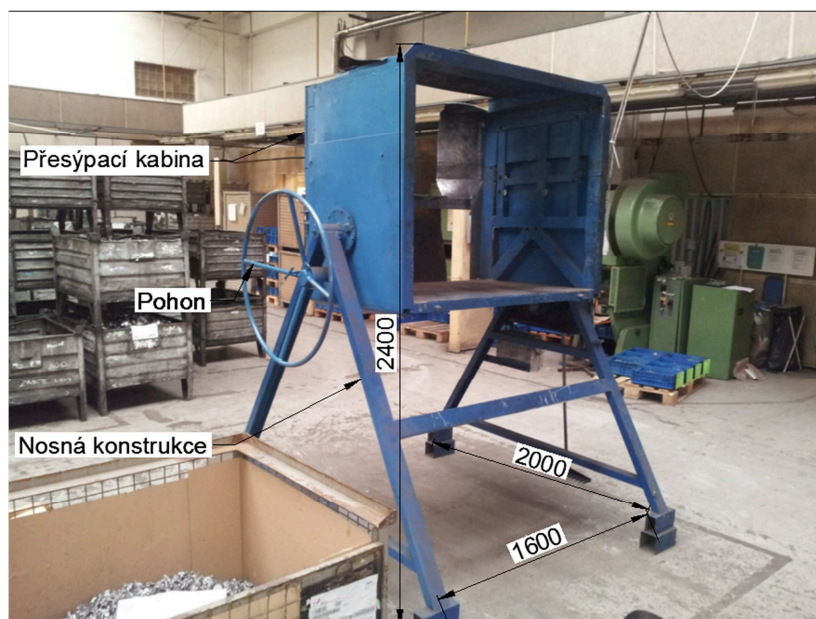
Obr. 8 Přesypávaný kontejner externí firmy

2.2 Přesýpací zařízení

Je zařízení, které slouží k manipulaci s materiálem. Materiál je za pomoci jednoho pracovního úkonu přesýpacího zařízení otočen o 120° a přemístěn (vysypán) do spodního pro výrobu normalizovaného kontejneru. Materiál je kov převážně kusového charakteru (výlisky, výtažky). Zařízení pracuje 4 hodiny denně, ale většinu času zabere příprava. Samotný pracovní pohyb vykonává přerušovaně asi 30 minut.

Základní rozměrové parametry:

- Výška 2400 mm
- Rozměr základny 2000x1600 mm
- Maximální ztížení 1000 kg
- Otočení o 120° z výchozí polohy



Obr. 9 Základní rozměrové a funkční prvky zařízení

Přesýpací zařízení lze rozdělit z hlediska konstrukce na tři základní části Obr. 9
Základní rozměrové a funkční prvky zařízení

- Přesýpací kabina
- Pohonná jednotka
- Nosná konstrukce

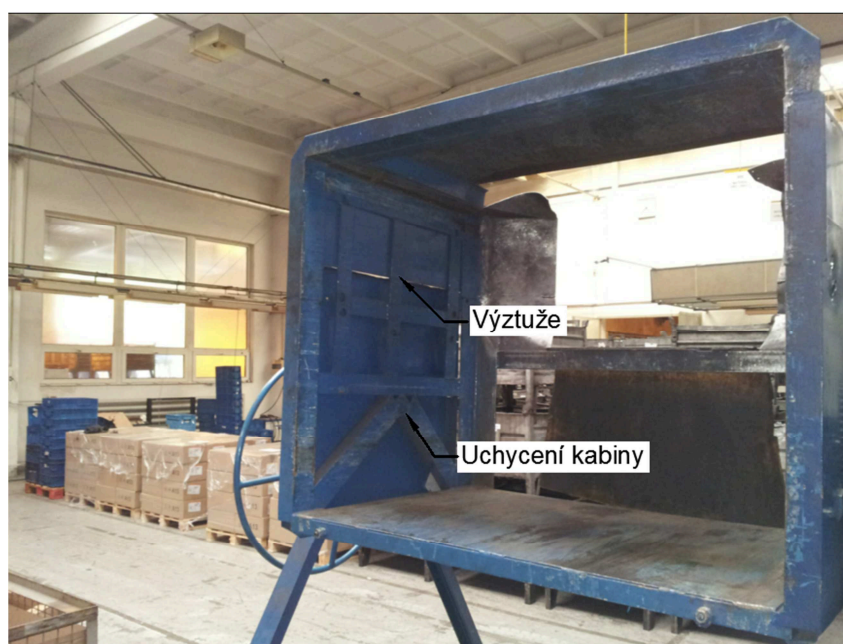
Přesýpací kabina

Přesýpací kabina (dále jen kabina) není umístěna ve středu otáčení Obr. 10, což má nežádoucí důsledek při překlapaní s materiálem a to nerovnoměrné rozdělení sil. Vzniká velký klopný moment a může dojít k destabilizaci zařízení.

Navrhoval bych posunout kabinu níže, abychom ji dostali do středu otáčení kolem své osy. Tím snížíme rázy, které vznikají při nahodilém sesypání materiálu během provozu.

V horní části Obr. 10 Přesýpací kabina konstrukce je vidět dodatečné umístění výztuží. Je patrné, že kabina byla několikrát přestavována a neodborně navyšována její provozní hmotnost. Tudíž její aktuální mechanický pohon, již není bezpečný.

Za správné zde považuji vyztužení obvodu kabiny silnějším lemem, jelikož může docházet k častému kontaktu kontejneru s kabinou, při jeho vkládání vysokozdvihným vozíkem.



Obr. 10 Přesýpací kabina konstrukce

Na předním pohledu kabiny Obr. 11 Přesýpací kabina přední pohled je vidět v horní části kónický tvar výsypníku, který je na základě praxe stanoven v nejideálnějším tvaru. Ten minimalizuje počet součástek, které při přesypávání spadnou na zem, a tím dojde k jejich znehodnocení (porušení povrchové struktury).

Skluzová guma zabraňuje prvním přesypávaným součástkám k propadnutí na zem mezi kabinou a kontejnerem.



Obr. 11 Přesýpací kabina přední pohled

Pohonná jednotka

Pohon je obstaráván mechanicky Obr. 9 Základní rozměrové a funkční prvky zařízení **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů..** Z důvodů navýšení provozní hmotnosti budu řešit pohon zařízení elektromotorem s převodovkou. Dále navrhnu polohové spínače, kterými vymezím otočný prostor zařízení. Řídicí panel opatřím bezpečnostním spínačem a dovnitř skříně umístím jistič, který bude jistit motor proti přetížení.

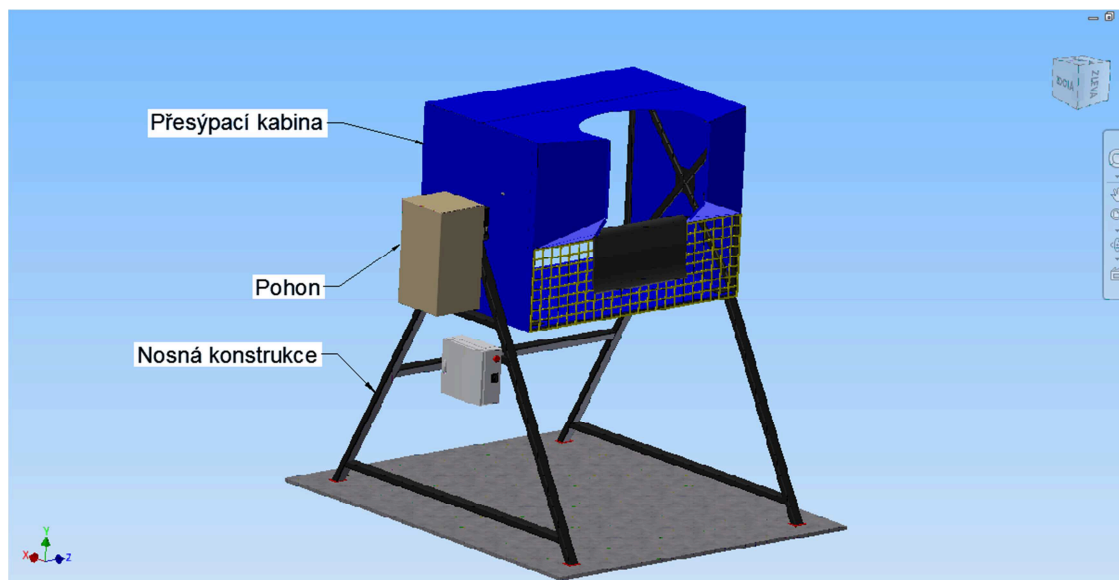
Nosná konstrukce

Nosná konstrukce (dále jen konstrukce) je z obdélníkových profilů. Její velikost budu řešit, až při navrhování a následné pevnostní analýze.

Ke styku konstrukce s podlahou, použiju jeden profil na každou nohu Obr. 11 Přesýpací kabina přední pohled **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů..** Zařízení bude volně položeno na zemi. Z důvodu vkládání materiálu do stroje vysokozdvizným vozíkem, by mohlo dojít k vážnější kolizi, mezi vozíkem a konstrukcí.

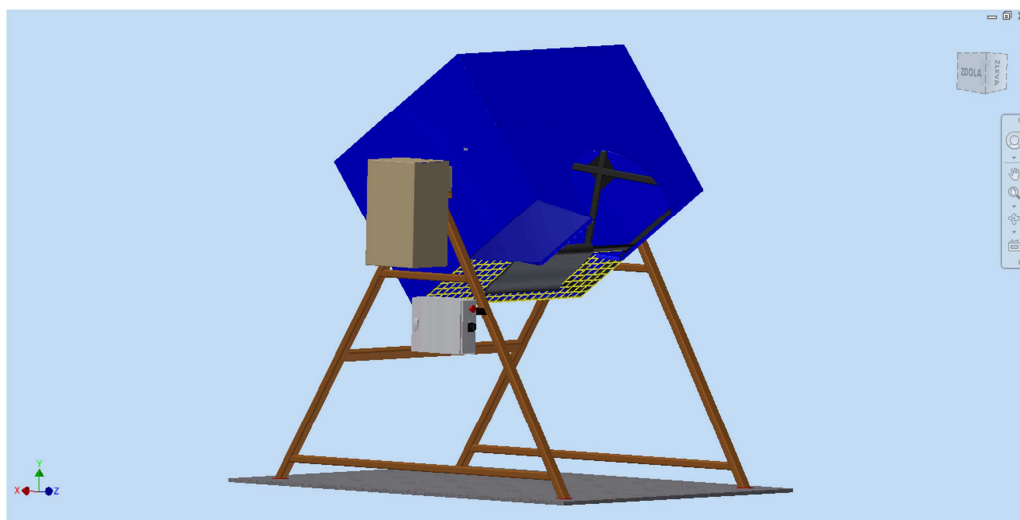
3 Vlastní návrh vysýpacího zařízení

Při návrhu jsem vycházel ze stávajícího zařízení, ale za cíl jsem si kladl, aby stroj působil lehce a jednoduše. Dosažením menší hmotnosti snížím výrobní náklady. Zvýšenou pozornost budu věnovat pevnostním analýzám při návrhu konstrukce, abych nesnížil únosnost zařízení. Dále jsem se zabýval návrhem pohonu.



Obr. 12 Model přesýpacího zařízení

Do zařízení se bude vkládat kontejner o hmotnosti 1t a následně otáčet o 120°. Jištění kontejneru probíhá samovolně v průběhu vysypávání, jelikož je neustále opřen o vyztuženou část kabiny.



Obr. 13 Přesýpací zařízení v pracovní poloze

Nosná konstrukce:

Při konstrukci jsem začal s podstavou, kterou jsem navrhnul z obdélníkového profilu 60x40x4 a podrobil ji pevnostní analýze. Největší napětí očekávám v ose Y, a proto kolmo na tuto osu umístím dvě vzpěry, které zabrání posuvu konstrukce v ose X.

Nosná vzpěra: Hlavní část rámu, která zajišťuje největší únosnost, je vyrobena z obdélníkového profilu 60x40x4. Celá konstrukce je svařenec.

Vzpěra 1 a 2: Patří k vedlejším nosným členům konstrukce, zabraňují nosným vzpěrám v pohybu a to v ose X a Z.

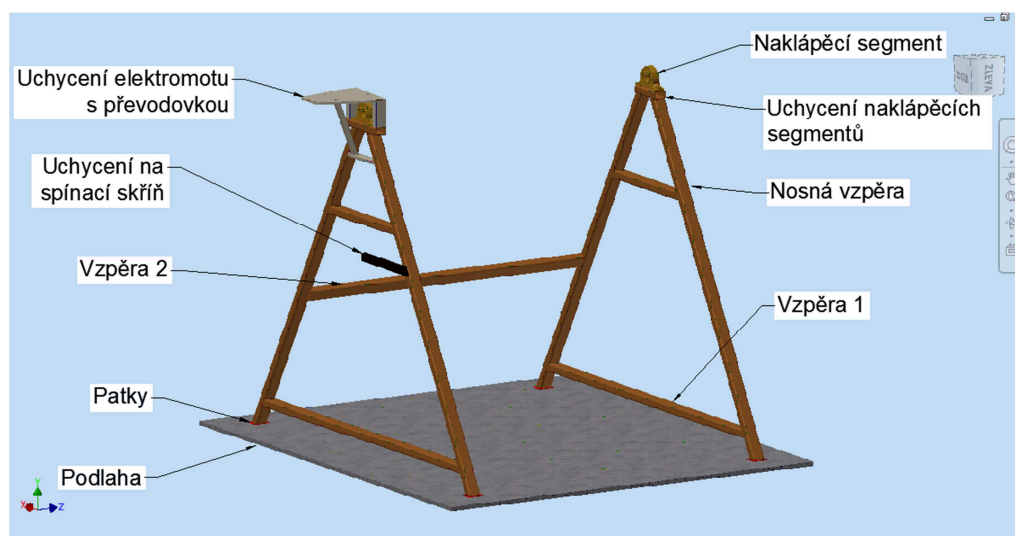
Patky: Zajišťují styk mezi konstrukcí a podlahou. Jsou vyrobeny z oceli, jejich velikost činní 80x60x3mm. Budu počítat tlak jedné patky na podložku, z toho zjistíme, jaký je maximální dovolený tlak na podlahu.

Držák na spínací skříň: Není nijak namáhán, ke konstrukci postačí plech o stěně 3mm. K držáku je připevněna spínací skříň, která je součástí ovládání motoru.

Uchycení naklápěcích segmentu: Jedná se o obdélníkový profil 60x40x4, který použijeme k uchycení naklápěcích segmentů. Uvnitř profilu budou vyvrtány dvě díry, ty poslouží k uchycení segmentů pomocí šroubu.

Naklápěcí segmenty: Jsou to hlavní nosné prvky, ve kterých jsou uloženy nosné hřídele. Zde dochází k zatížení na každé ložisko v ose Y až 7000N. Naklápěcí segmenty dovolují vychýlení v radiálním směru až 5°, tímto si pojistím nepřesnost při svaření konstrukce.

Podlaha: Zde dochází ke styku patek pracovní plochy.

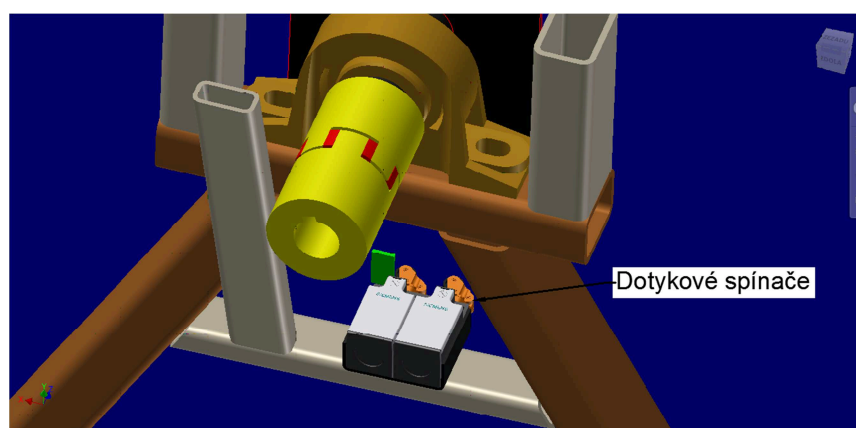


Obr. 14 Jednotlivé části podstavy

Pohon:

Výraznou změnu oproti původnímu zařízení zaznamenává pohon. Ten byl obstaráván ručně pomocí řetězového převodu. Nyní jsem navrhl elektromotor se šnekovou převodovkou Obr. 16 Rozbor pohonu. Tím bude vysypávání automatizováno.

Dotykové spínače: K vymezení pohybu při otáčení jsem využil dva spínače značky Siemens a typového označení LIMIT SWITCH,3SE21200C. Jsou umístěny na podstavě a snímají bok kabiny, která po dosažení krajní polohy sepne spínač a ten přeruší chod motoru a dojde k zastavení. Jejich umístění na nosné konstrukci je pod krytem, tím jsou chráněny proti neodbornému zásahu.

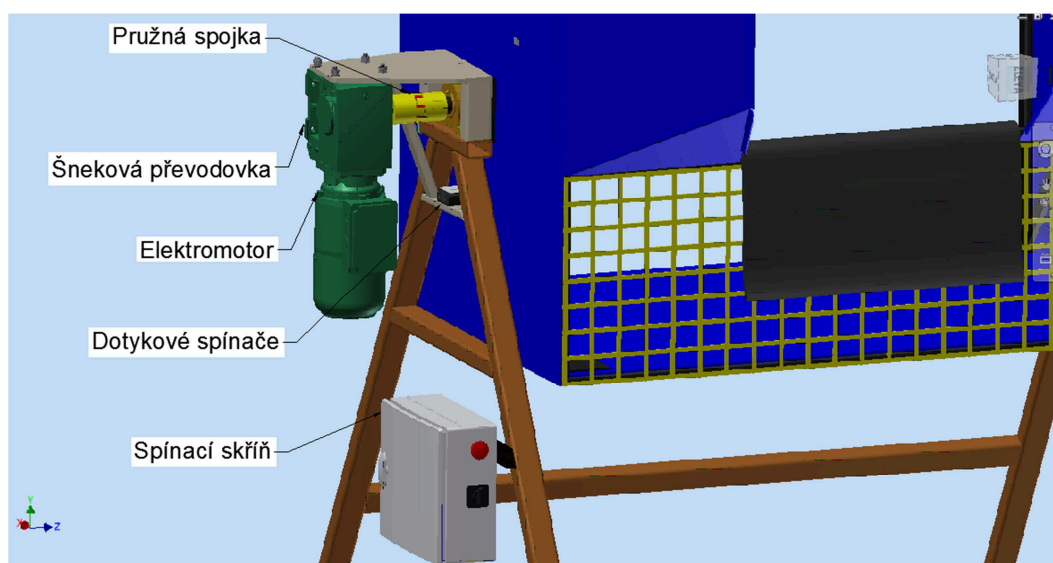


Obr. 15 Umístění dotykových spínačů

Spínací skříň: Slouží k ovládání zařízení je opatřena čtyřmi ovládacími spínači. Jeden hlavní zamykatelný, jeden přepínač na změnu otáčení motoru, a dva bezpečnostní spínače umístěny naproti sobě, které se musí sepnout zároveň, aby se dal stroj do pohybu. Dále je ve skříni bezpečnostní jistič, který hlídá přetížení motoru.

Elektromotor se šnekovou převodovkou: Pro vysýpací zařízení jsem zvolil výrobce NORD. Mnou navrhnutá převodovka je samosvorná. Elektromotor disponuje výkonem 0,55kW a napětím 230V.

Pružná spojka: Slouží k přenosu krouticího momentu mezi převodovkou a kabinou. Dále napomáhá k plynulejšímu rozjezdu a tlumení nárazu, vyvolaných nahodilým sesunutím materiálu. Spojka je na hřídelích upevněna pomocí drážky pro pero. U spojení mezi kabinou a spojkou je použito pero výměnné a to z důvodu montáže naklápacího segmentu.



Obr. 16 Rozbor pohonu

Přesýpací kabina

Kabina musí splňovat otočnou funkci kolem své osy při zatížení 1t. Přesněji z výchozí polohy o úhel 120°. Kabina je ze zadní strany otevřená, aby bylo možno dovnitř umístit přesypávaný kontejner. Zajištění v ose Z nemusíme provádět, jelikož se kontejner při otočení opře a strop, kde jsou umístěny obdélníkové profily. Ty zabraňují tomu, aby kontejner s manipulovaným materiálem poškodil strop kabiny, který je navržen z plechu.

Ke konstrukci byl použit hlavně tento hutní materiál. Obdélníkový profil 40x20x3 mm, válcovaný plech $t=3\text{mm}$ a ocelová kulatina o průměru 45 mm. Největší napětí očekávám v hřídelích, které nesou kabinu a jsou uloženy v naklápěcích segmentech. Než přistoupím k samotné konstrukci, udělám si předběžný výpočet průměru čepů.

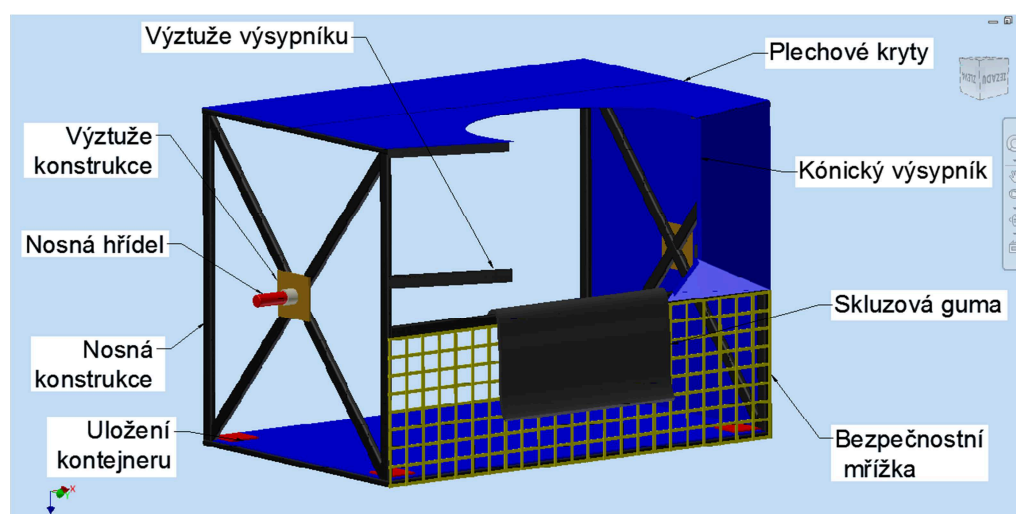
Nosná konstrukce: Do nosné konstrukce přesýpací kabiny se vkládá kontejner na patkách. Je umístěn v krajních bodech, takže jeho zatížení se přenáší hlavně do axiálního směru a tím méně zatěžuje konstrukci v oblasti dna. Hlavní stavební prvek zde tvoří obdélníkový profil 40x20x4mm. Zda-li kabina vyhovuje, to si ověřím v pevnostní analýze.

Výztuže konstrukce: Překlátování spoje slouží ke zvýšení pevnosti mezi čepem a obdélníkovým profilem, který musel být v těchto místech přerušen.

Plechové kryty: slouží především k ochraně padajících dílů a jednak jejich vedení do přesýpaného kontejneru. Plechové kryty jsou z plechu o tloušťce 3mm, takže výrazně přispějí k celkové pevnosti kabiny.

Nosná hřídel: Nejvíce namáhána součást na celém zařízení. Každá hřídel je zatěžována 7000N v ose Z a 2000N v ose Y. Předpokládám, že v tomto uzlu budou vycházet největší napětí při pevnostní analýze.

Kónický výsypník: Slouží k usměrnění přesypávaného materiálu. Na konci je zakončen lemem, aby nedošlo k jeho vydutí a roztržení. Výsypník má tloušťku 3mm.



Obr. 17 Jednotlivé části kabiny

4 Kontrolní výpočty

4.1 Výpočet krouticího momentu a nosné hřídele

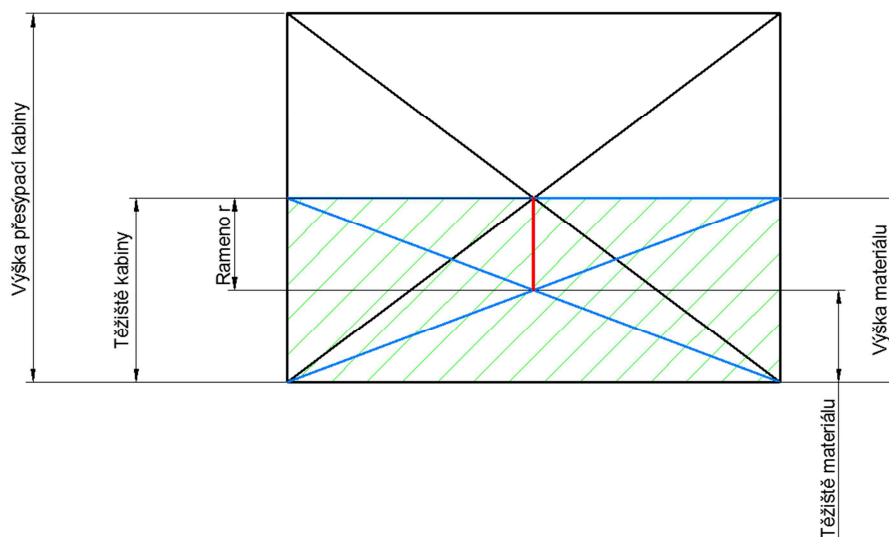
Výpočet proběhl tak, že jsem si určil těžiště přesýpací kabiny, od které se odečetla poloha těžiště materiálu. Těžiště materiálu se s přibývajícím hmotností posouvalo. Největší krouticí moment jsem zjistil na základě několika výsledků. Viz. příloha A.

$$M_{1K2} = \frac{r \cdot m}{1000} \quad M_{1K2} = \frac{495.50}{1000} \quad M_{1K2} = 24,75 \text{ N.m} \quad (1)$$

M_{K2} krouticí moment přesýpací kabiny [N.m]

r rameno krouticího momentu [mm]

m hmotnost materiálu [kg]

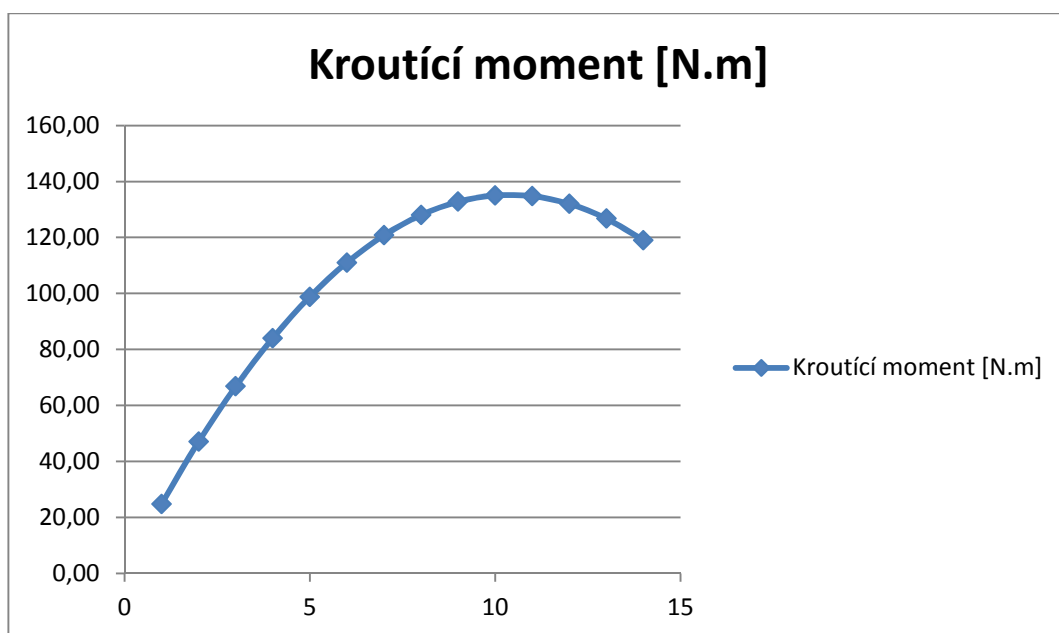


Obr. 18 Výška materiálu při největším krouticím momentu

Tab. 1 Výpočet krouticího momentu $M_{k1}=[N/m]$

osa X	těžiště mat. [mm]	těžiště kabiny [mm]	Rameno [mm]	hmotnost [kg]	$M_{k2}[N.m]$
1	25	520	495	50	24,75
2	50	520	470	100	47,00
3	75	520	445	150	66,75
4	100	520	420	200	84,00
5	125	520	395	250	98,75
6	150	520	370	300	111,00
7	175	520	345	350	120,75
8	200	520	320	400	128,00
9	225	520	295	450	132,75
10	250	520	270	500	135,00
11	275	520	245	550	134,75
12	300	520	220	600	132,00
13	325	520	195	650	126,75
14	350	520	170	700	119,00

Na základě tohoto údaje si pro názornost vytvoříme graf, ze kterého odečteme maximální krouticí moment, vzhledem k posouvání osy těžiště a přibývajícimu materiálu. Největší krouticí moment vyšel v desátém kroku výpočtu $M_{10\ K2}= 135\ N.m$.



Graf 1 Charakteristika M_{k2} při změně hmotnosti m a vzdálenosti r

Výpočet nejmenšího průměru čepu nosné kabiny:

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{K2}}{\pi \cdot \tau_D}} \quad d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 135000}{\pi \cdot 20}} \quad d_2 \geq 32,52 \text{ mm} \quad (2)$$

τ_D – 20 MPa dovolené namáhání pro ocel 11 373 [6]

M_{K2}Krouticí moment přesýpací kabiny [N.m]

π Ludolfovo číslo [-]

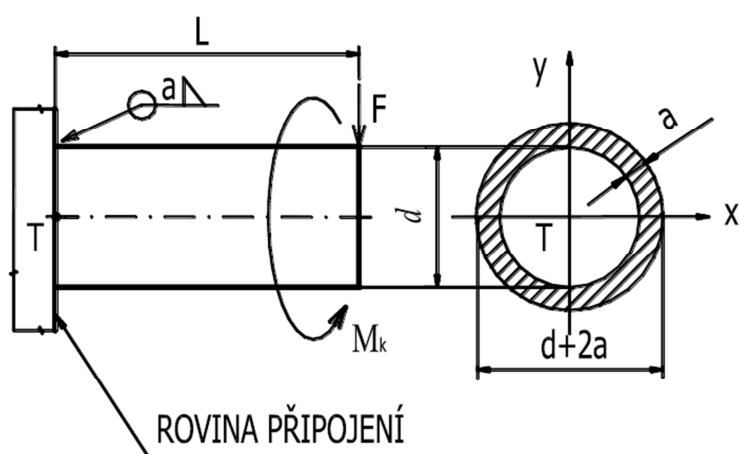
τ_D Dovolené tahové namáhání [MPa]

d_2 Průměr čepu kabiny [mm]

Mnou navržený čep má průměr 35 mm.

4.2 Výpočet svaru čepu

Výpočet svaru, který je umístěn mezi čepem kabiny a výztuží konstrukce na přesýpací kabině Obr. 17 Jednotlivé části kabiny Ten je zatěžován krutem, ohybem a smykem. Provedu návrh a kontrolu svaru. Volím velikost svaru $a=5\text{mm}$.



Obr. 19 Sklopený nosný průřez svaru [7]

Kontrola na krut:

$$\tau_{//}^{Mk} = \frac{M_{K2}}{W_{K\,SV}} = \frac{M_{K2}}{\frac{J_{PSV}}{\frac{d}{2}+a}} = \frac{M_{K2}}{\frac{\pi}{32}[(d+2.a)^4-d^4]} \leq k_4 \cdot \frac{R_e}{k_s} \quad (4)$$

$$\tau_{//}^{Mk} = \frac{135\,000}{\frac{\pi}{32}[(40+2.5)^4-40^4]} \leq 0,65 \cdot \frac{207}{1,2} \quad \tau_{//}^{Mk} = 9,32\,MPa \leq 112,1\,MPa$$

$\tau_{//}^{Mk}$	namáhání svaru na krut	[MPa]
$W_{K\,SV}$	průřezový modul svaru v krutu	[mm ³]
$J_{P\,SV}$	polární moment setrvačnosti svaru	[mm ⁴]
a	výška svaru	[mm]
k_4	převodní součinitel ($k_4=0,65$)	[-]
R_e	mez kluzu materiálu ($R_e=207\,MPa$)	[MPa]
k_s	koeficient statické bezpečnosti ($k_s=1,2$)	[-]
M_{K2}	krouticí moment přesýpací kabiny	[N.m]
d	průměr čepu kabiny	[mm]
π	Ludolfovo číslo	[-]

Kontrola na smyk:

$$\tau_{\perp}^F = \frac{F_1/2}{S_{SV}} = \frac{F_1/2}{\frac{\pi}{4}[(d+2a)^2-d^2]} \leq k_3 \cdot \frac{R_e}{k_s} \quad (5)$$

$$\tau_{\perp}^F = \frac{14000/2}{\frac{\pi}{4}[(40+2.5)^2-40^2]} \leq 0,75 \cdot \frac{207}{1,2} \quad \tau_{\perp}^F = 9,9\,MPa \leq 129,32\,MPa$$

τ_{\perp}^F	namáhání svaru na smyk	[MPa]
π	Ludolfovo číslo	[-]
d	průměr čepu kabiny	[mm]
F_1	zatěžující síla od kontejneru	[N]
a	výška svaru	[mm]
S_{SV}	výpočet plochy svaru	[mm ²]
k_3	převodní součinitel ($k_3=0,75$)	[-]
R_e	mez kluzu materiálu ($R_e=207\,MPa$)	[MPa]
k_s	koeficient statické bezpečnosti ($k_s=1,2$)	[-]

Kontrola na ohyb:

$$\tau_{\perp}^{Mo} = \frac{M_O}{W_{O\,SV}} = \frac{\frac{F_1 \cdot L}{2}}{\frac{J_{XSV}}{\frac{d}{2} + a}} = \frac{\frac{F_1 \cdot L}{2}}{\frac{\pi}{64} \left[(d+2 \cdot a)^4 - d^4 \right]} \leq k_3 \cdot \frac{R_e}{k_S} \quad (6)$$

$$\tau_{\perp}^{Mo} = \frac{14000 \cdot 40}{\frac{\pi}{64} \left[(40+2 \cdot 5)^4 - 40^4 \right]} \leq 0,75 \cdot \frac{207}{1,2} \quad \tau_{\perp}^{Mo} = 38,64 \text{ MPa} \leq 129,32 \text{ MPa}$$

τ_{\perp}^{Mo}	namáhání svaru na ohyb	[MPa]
L	velikost vzdálenosti středu ložiska od svaru	[mm]
J_{XSV}	kvadratický moment průřezu svaru	[mm ⁴]
π	Ludolfovo číslo	[-]
d.....	průměr čepu kabiny	[mm]
F_1	zatěžující síla od kontejneru	[N]
a	výška svaru	[mm]
M_O	ohybový moment	[N.mm]
$W_{O\,SV}$	průřezový modul svaru v ohybu	[mm ³]
k_3	převodní součinitel ($k_3=0,75$)	[-]
Re	mez kluzu materiálu (Re=207MPa)	[MPa]
k_S	koeficient statické bezpečnosti ($k_S=1,2$)	[-]

Výpočet šířky svaru

$$z = \frac{a}{0,7} \quad z = \frac{5}{0,7} \quad z = 7,14 \text{ mm} \quad (7)$$

z	šířka koutového svaru	[mm]
a	výška koutového svaru	[mm]

Výpočet tloušťky koutového svaru

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot z \quad \beta = 1,3 - 0,03 \cdot 7,14 \quad \beta = 1,0857 \quad (8)$$

z	šířka koutového svaru	[mm]
β	součinitel tloušťky koutového svaru	[mm]

Výpočet výsledného napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{M_0}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{//}^{M_K}}{k_4}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\perp}^F}{k_3}\right)^2} \leq \beta \cdot \sigma_{Dt} = \beta \frac{R_e}{k_s} \quad (9)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{38,64}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{9,32}{0,65}\right)^2 + \left(\frac{9,9}{0,75}\right)^2} \leq 1,0857 \frac{207}{1,2}$$

$$\sigma_{red} = 55,08 \text{ MPa} \leq 187,2 \text{ MPa}$$

β	součinitel tloušťky koutového svaru	[mm]
$\tau_{\perp}^{M_0}$	namáhání na smyk	[MPa]
$\tau_{//}^{M_K}$	smykové napětí svaru v krutu	[MPa]
τ_{\perp}^F	namáhání na smyk	[MPa]
k_4	převodní součinitel ($k_3=0,65$)	[-]
k_3	převodní součinitel ($k_3=0,75$)	[-]
R_e	mez kluzu materiálu	[MPa]
k_s	koeficient statické bezpečnosti ($k_s=1,2$)	[-]
σ_{red}	výsledné napětí v horním vlákně svaru	[MPa]
σ_{Dt}	dovolené výsledné napětí v horním vlákně svaru	[MPa]

Svar na výsledné napětí, které se koncentruje v horním vlákně, vyhovuje.

4.3 Nosné segmenty

Radiální síla otočné kabiny na podstavu bude přenášena pomocí samostředícího ložiskového domku EXALIGN. Jedná se o litinový segment, který má nekorozní sférické pouzdro. Zařízení pracuje v kyselém prostředí, což znamená, že komponenty jsou náchylnější ke korozi.

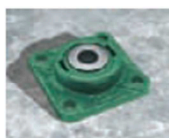
Volba samostředicího ložiskového domku:

Maximální radiální zatížení		Typ PB stojan se 2 otvory	Typ FL / DF příruba se 4 / 2 otvory
Velikost	Vnitřní Ø pouzdra	max. radiální zatížení [N]	max. radiální zatížení [N]
1	10 - 15	4250	3750
2	20 - 25	7700	5900
3	30	9500	8000
4	35 - 40	17000	11000
5	45	23000	12000
6	50	25000	14500
7	55 - 60	30000	16000
8	70 - 75	38000	17000
9	80 - 85	45500	27000
10	90 - 100	74500	30500

EXALIGN™ Samostředící ložisková tělesa



PB stojanové ložiskové těleso



FL přírubové ložiskové těleso



DF přírubové ložiskové těleso



Obr. 20 Návrh z katalogu firmy ggbearings [8]

Navrhuji použít ložisko typu PB – stojanové o velikosti vnitřního pouzdra 35-40mm. Mnou navrhnutý průměr je 40mm, takže velikost odpovídá. Maximální přípustné radiální zatížení činí 17 000 N. Kabinu s přesýpaným materiálem dimenzuji v radiálním směru na 14 000 N, ale kabina je uchycena na dvou podporách, takže namáhání na jeden segment bude 7 000 N.



Mnou navržené ložisko odpovídá, a proto volím: **EXALIGN PB 4**

4.4 Návrh a výpočet motoru s převodovkou

Na základě zkušenosti volím výstupní otáčky z převodovky $n_2=13$ ot/min

0,55 kW

P_1 [kW]	n_2 [min ⁻¹]	M_2 [Nm]	f_B	i_{ges}	F_R [kN]	F_A [kN]	F_{RVL} [kN]	F_{AVL} [kN]			mm 
0,55	1,1	2435	1,3	1198,50	25,3	20,8	26,5	28,0	SK 43125 - 80S/4	121	E50-51
	1,5	1821	1,7	928,25	26,5	20,8	26,5	28,0			
	1,7	1638	1,9	794,58	26,5	20,8	26,5	28,0			
	2,0	1786	1,6	689,67	26,5	20,8	26,5	28,0			
	2,3	1553	1,7	607,91	26,5	20,8	26,5	28,0			
	2,5	1450	2,1	547,47	26,5	20,8	26,5	28,0			
	3,1	1169	2,6	444,38	26,5	20,8	26,5	28,0			
	3,6	1021	2,6	380,39	26,5	20,8	26,5	28,0			
	4,3	867	2,8	323,51	26,5	20,8	26,5	28,0			
	5,1	742	3,8	269,76	26,5	20,8	26,5	28,0			
	7,5	378	1,0	183,60	6,2	7,7	9,8	10,0	SK 12063 - 80S/4	28	E36-37
	8,5	340	0,9	162,18	6,6	7,7	10,0	10,0			
	9,5	310	1,0	144,33	6,9	7,7	10,2	10,0			
	12	254	1,2	118,32	7,3	7,7	10,5	10,0			
	13	238	1,2	104,04	7,4	7,7	10,5	10,0			
	15	210	1,4	92,31	7,5	7,7	10,7	10,0			
	18	210	1,5	77,40	7,5	7,7	10,7	10,0			

Obr. 21 Výběr z katalogu firmy NORD [9]

Volím šnekovou převodovku a motor značky NORD, typu: SK 12063 - 80 S/4

Označení:

SK 12063 - s čelním předstupněm, 2-stupňová.

80 S/ - 3-fázový asynchronní motor 80S, který je 4-pólový

Nyní ověřím, zdali navržená převodovka vyhovuje a může být použita na provoz zařízení.

Zařazení do typu provozu

Na základě rázů a nerovnoměrného chodu můžu rozdělit zatěžování do 3 skupin. Do které skupiny spadá vysypací zařízení, zjistím podle následujících výpočtů.

Tab. 2 Typy provozu [9]

Druh provozu	Druh provozu	poměr momentů setrvačnosti
A	a) rovnoměrný provoz	$m_{af} \leq 0,25$
B	b) nerovnoměrný provoz	$0,25 < m_{af} \leq 3$
C	c) těžký nerovnoměrný provoz	$3 < m_{af} \leq 10$

$$m_{af} = \frac{J_{ex.}}{J_{Mot.}} \cdot \left(\frac{1}{i_{ges}}\right)^2 \quad m_{af} = \frac{185,275}{0,00109} \cdot \left(\frac{1}{104,04}\right)^2 \quad m_{af} = 15,703 \quad (10)$$

m_{af}	poměr setrvačnosti momentů	[-]
$J_{ex.}$	všechny momenty setrvačnosti kabiny	[kg.m ²]
$J_{Mot.}$	moment setrvačnosti motoru	[kg.m ²]
i_{ges}	převodový poměr převodovky	[-]

$J_{ex.}$ Charakterizuje všechny momenty setrvačnosti, (v našem případě se jedná o přesýpací kabinu s materiálem). Nejdříve dosadíme do výpočtu momentu setrvačnosti krychle a v dalším kroku aplikujeme Steinerovu větu. Výpočty budeme opakovat a navyšovat hmotnost a polohu těžiště materiálu.

$$J_0 = \frac{1}{12} m \cdot (a^2 + b^2) \quad J_0 = \frac{1}{12} 50 \cdot (1,23^2 + 0,84^2) \quad J_0 = 9,24 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (11)$$

$$J = J_0 + m \cdot r^2 \quad J = 9,24 + 50 \cdot 0,495^2 \quad J = 21,495 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (12)$$

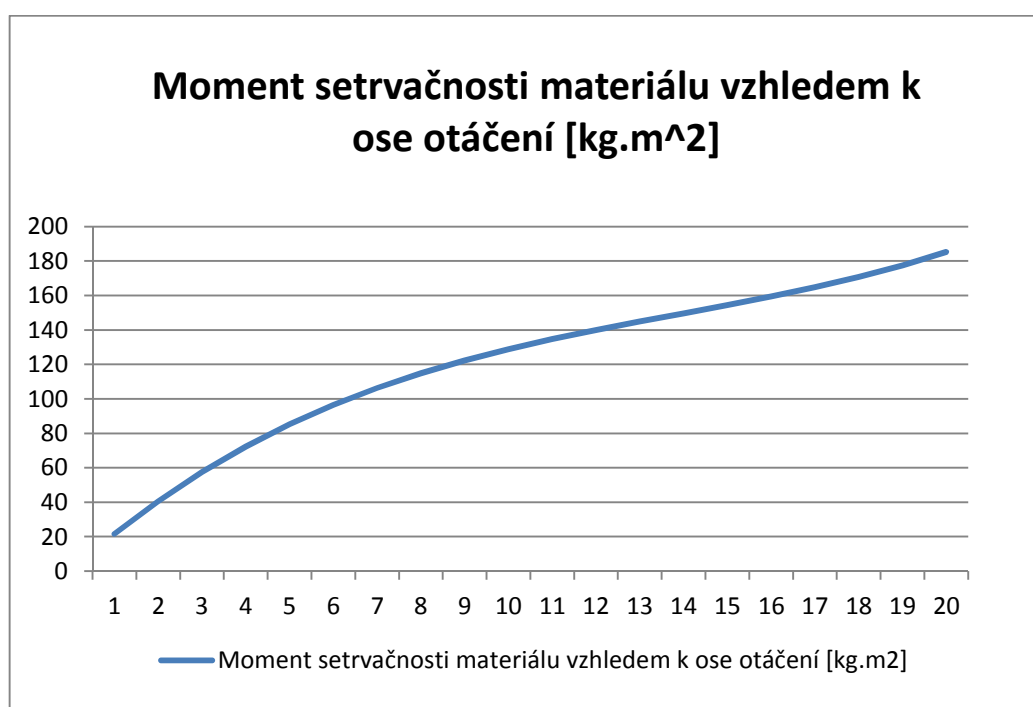
J_0	moment setrvačnosti obdélníku	[kg.m ²]
J	moment setrvačnosti tělesa procházejícím mimo osu	[kg.m ²]
r	rameno krouticího momentu	[mm]
m	hmotnost materiálu	[kg]
a	šířka dna kabiny	[mm]
b	délka dna kabiny	[mm]

Na základě tohoto výpočtu jsem dospěl k závěru, že největší moment setrvačnosti je $J_{ex}=185,275 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$. Podrobnější tabulka výpočtu v příloze A.

Hodnotu $J_{Mot.}$ vyčteme z katalogového listu výrobce.

Tab. 3 Technické údaje o elektromotoru [9]

1500 min ⁻¹ 50 Hz				230/400V & 400/690V - S1										EFF2	
	P _N [kW]	n _N [min ⁻¹]	I _N (230/400V) [A]	I _N (400/690V) [A]	cos φ	η(4/4xP _N) [%]	η(3/4xP _N) [%]		M _N [Nm]	M _A /M _N	M _K /M _N	I _A /I _N	L _{PA} dB(A)	L _{WA} dB(A)	J [kgm ²]
63S/4	0,12	1335	0,95 / 0,55		0,64	49,9	*	*	0,86	2,7	2,7	2,9	44	52	0,00021
63L/4	0,18	1360	1,18 / 0,68		0,64	56,2	*	*	1,26	2,5	2,6	3,3	44	52	0,00028
71S/4	0,25	1380	1,32 / 0,76		0,77	61,6	*	*	1,73	2,2	2,1	3,3	49	57	0,00072
71L/4	0,37	1380	1,89 / 1,09		0,71	64,4	*	*	2,56	2,0	2,4	3,6	49	57	0,00086
80S/4	0,55	1375	2,63 / 1,52		0,73	71,5	*	*	3,82	1,9	2,0	3,3	51	59	0,00109
80L/4	0,75	1375	3,64 / 2,10		0,74	69,6	*	*	5,21	2,0	2,1	3,5	51	59	0,00145



Graf 2 Průběh momentu setrvačnosti s rostoucím zatížením a změnou těžiště

I když výsledný poměr momentů setrvačnosti více než 10 v mém případě dokonce 15,7 tak zařadíme zařízení do skupiny C těžký nerovnoměrný provoz. A to z toho důvodu, že v katalogovém listu je zmíněno, pokud vyjde poměr momentů setrvačnosti větší než 10 ať kontaktuji výrobce. Když jsem výrobce seznámil s použitím a mými požadavky na zařízení, bylo mi řečeno, že nevidí žádný problém, abych skupinu C nesplňoval.

Výpočet potřebné velikosti výkonu převodovky

Známe krouticí moment a požadované otáčky, kterými se kabina má otáčet a z těchto hodnot vypočtu velikost minimálního výkonu.

$$P_1 = \frac{M_{K2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_2}{60 \cdot \eta} \quad P_1 = \frac{135 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 13}{60 \cdot 0,92} \quad P_1 = 199,7W \cong 0,2kW \quad (13)$$

P_1	výkon potřebný k otočení kabiny	[W]
M_{K2}	krouticí moment přesypací kabiny	[N.m]
π	Ludolfovo číslo	[-]
n_2	výstupní otáčky z převodovky	[min ⁻¹]
η	účinnost šnekové převodovky s čelním předstupněm	[-]

Námi zvolená převodovka disponuje maximálním výkonem 0,55kW. Vypočtený výkon je menší a to 0,2kW.

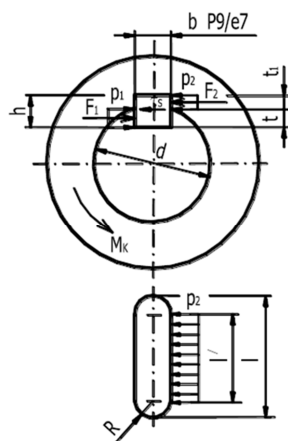
Navržená převodovka a elektromotor SK 12063 - 80 S/4 vyhovuje.

4.5 Výpočet pružné spojky

K přenosu krouticího momentu mezi kabinou a převodovkou použiju pružnou bezvůlovou spojku s vrtáním H7, s drážkou pro pero a 2 stavěcími šrouby. Od výrobce Technische Antriebselemente GmbH – Germany [11]

Provedu kontrolu pera na otláčení a to u výstupu hřídele z převodovky, jelikož má ve spojení nejmenší průměr.

V náboji jsou taky p_1 a p_2 rovnoměrně rozloženy na kontaktních plochách. Ale ve spojce je otláčována jen přímá plocha boku pera l' a hloubka drážky $t_1 < t$, tak platí $p_1 < p_2$. Z tohoto důvodu budu kontrolovat tento kritický tlak.



Obr. 22 Rozložení tlaků v drážce na pero [7]

$$F_2 = \frac{M_{K2}}{\frac{d_1}{2} + \frac{t_1}{2}} \quad F_2 = \frac{135000}{\frac{30}{2} + \frac{2,1}{2}} \quad F_2 = 8\,411,2N \quad (14)$$

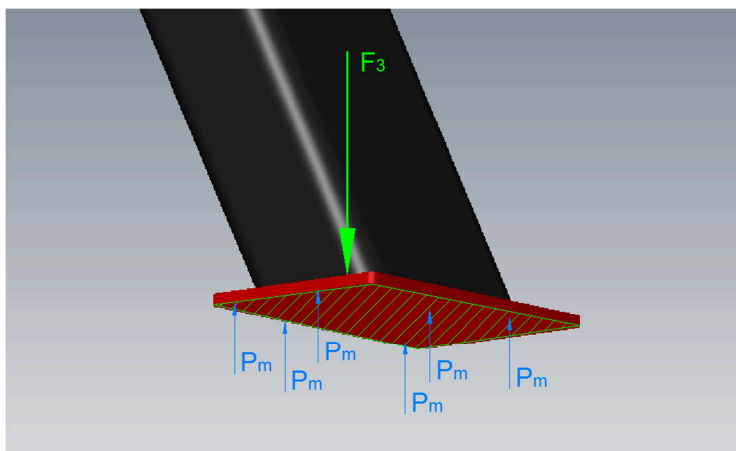
$$p_2 = \frac{F_2}{l' \cdot t_1} \leq p_{D2} \quad p_2 = \frac{8\,411,2}{42,2 \cdot 1} \leq 100 \quad p_2 = 89,01\text{Mpa} \leq 100\text{MPa} \quad (15)$$

F_2	síla působící na pero	[N]
d_1	průměr velikosti výstupu z převodovky	[mm]
t_1	hloubka drážky pro pero	[mm]
p_2	tlak v náboji	[MPa]
p_{D2}	dovolený tlak v náboji pro ocel (100-150 MPa)	[MPa]
l'	otlačována délka pera (42mm)	[mm]

Pero vyhovuje

4.6 Výpočet měrného tlaku v kotevních patkách

Měrný tlak v patkách udává velikost tlaku, který působí na podlahu. Ten musí být známý při přípravě podloží na zařízení.



Obr. 23 Měrný tlak v kotevních patkách

$$F_3 = \frac{F_1 + (m_v \cdot g)}{4} \qquad F_3 = \frac{14000 + (250 \cdot 9,81)}{4} \qquad F_3 = 4\,113,1 \text{ N} \qquad (16)$$

$$p_m = \frac{F_3}{S_2} = \frac{F}{a_2 \cdot b_2} \qquad p_m = \frac{4\,113,1}{80 \cdot 60} \qquad p_m = 0,8569 \text{ MPa} \qquad (17)$$

p_m	měrná tlak v kotevních patkách	[MPa]
m_v	hmotnost vysýpacího zařízení	[kg]
F_3	síla působící na každou patku zařízení	[N]
S_2	obsah plochy patky zařízení	[mm ²]
a_1	šířka patky	[mm]
b_1	délka patky	[mm]
g	gravitační konstanta	[kg.m.s ⁻²]

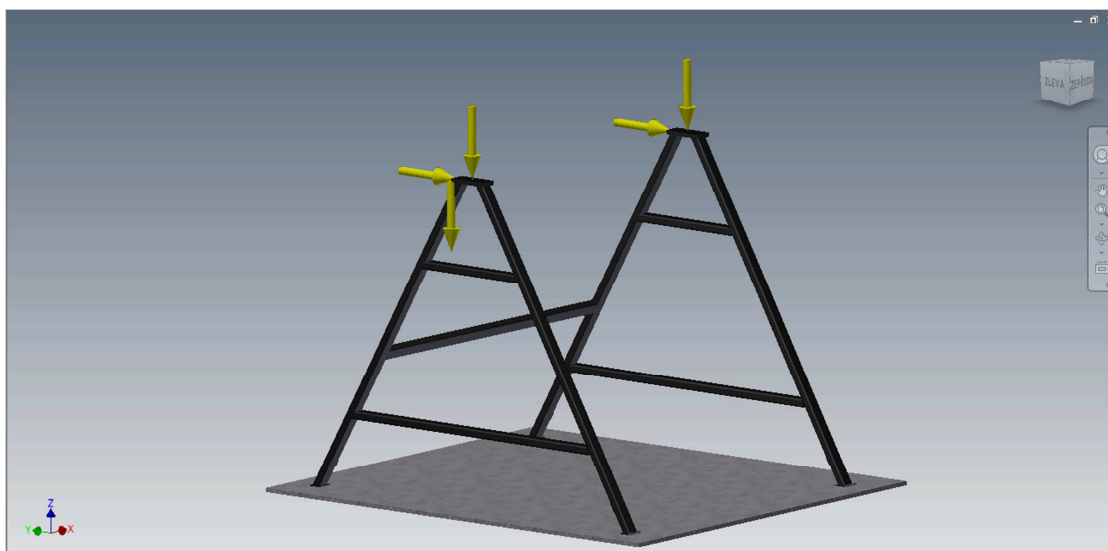
4.7 Výpočet nosné konstrukce a kabiny v MPK

Popis připraveného modelu a okrajové podmínky podstavy pro MKP

Při přípravě podstavy na pevnostní analýzu jsem udělal pár úprav. Zjednodušil jsem zatěžující člen. Místo naklápěcích segmentů uložených na obdélníkovém profilu, který je přivařen ke zbytku konstrukce jsem umístil tuhou deskou. Dosáhl jsem přesnějších výsledků, zjednodušení výpočtu a tím i úspore času. Další změna se nachází po celé konstrukci a to je převod konstrukce na svařenec a následné doplnění svaru do styku jednotlivých ploch čtvercového průřezu konstrukce. Tím jsem dosáhl, že se mi ztratily koncentrace napětí v bodech styku profilů a přiblížil jsem konstrukci realitě.

Okrajové podmínky, které jsem definoval pro pevnostní analýzu:

Materiál: konstrukce je z oceli a podlaha z betonu



Obr. 24 Nosná konstrukce připravena k pevnostní analýze

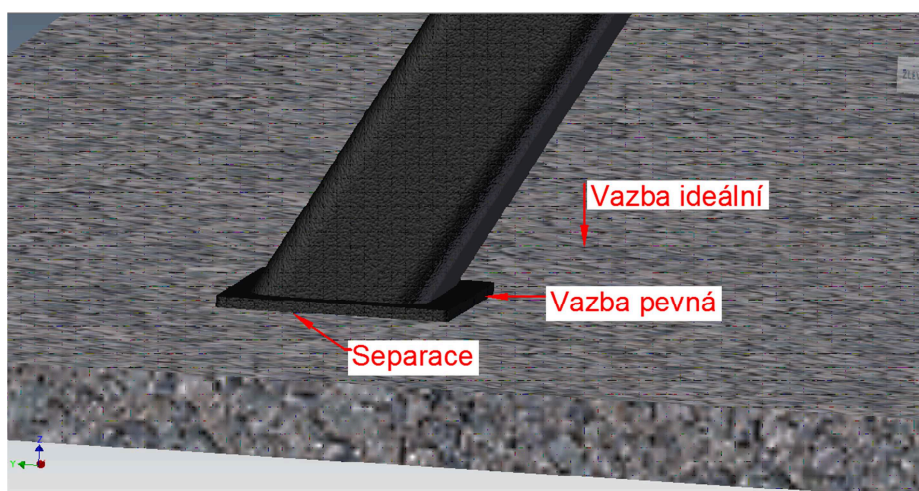
Zatížení: Hlavní zatížení, které zde má největší vliv je v ose Z Obr. 24 Nosná konstrukce připravena k pevnostní analýze jeho velikost je 14000N. Zařízení má být dimenzováno na 1t ale po přidání přesýpací kabiny a koeficientu bezpečnosti je zatížení 7000 N na každou stranu nosné konstrukce adekvátní.

Další zatížení je v ose Y a vyvolává ho přesýpací kabina při vysypávání materiálu. Toto zatížení vzniká z důvodu velkého sypného úhlu materiálu a rázů, které přesypávaný materiál vykoná při pohybu. Dle zkušeností jsem toto zatížení v ose Y odhadnul na 2000 N

na každou stranu. To to zatížení zahrnuje i předpoklad destabilizace přesýpací konstrukce. Jako poslední byla přidána gravitace v ose Z a určen její směr.

Vazby: Jeden pár nohou jsem užil vazbu pevnou a na podlahu jsem použil vazbu ideální, aby situace byla reálnější, musel jsem změnit dotyky.

Dotyky: Vytvoření dotyků jsem ponechal automaticky a následně upravil. Dotyky mezi konstrukcí a podlahou jsou upraveny na separaci, aby došlo při zatížení k oddělení patek od základny.



Obr. 25 nastavení vazeb a dotyků mezi patkou a podlahou

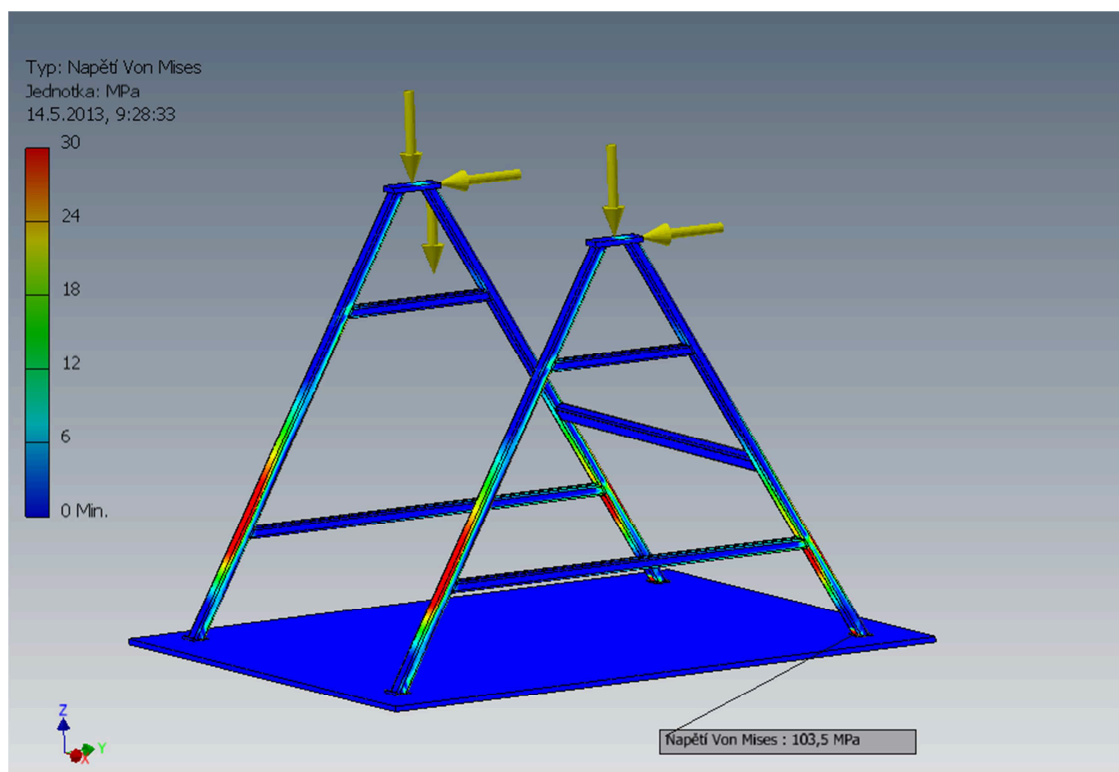
Pohled sítě: Sít nám pokryje celou součást, na které provádíme pevnostní analýzu. Uzly a prvky tyto dvě stavební částice určují síť. Čím je přesnější a jemnější síť, tak tím máme přesnější výsledek, ale i složitější a časově náročnější výpočet.

Automaticky vygenerovaná síť mi je v pořádku. Nemám důvod ji nijak upravovat. Ponechávám nastavení, průměrná velikost prvku 0,1

Simulovat: po správném nadefinování všech okrajových podmínek, můžeme spustit simulaci. Zvýšenou pozornost při simulaci věnuji ohlašovací tabulce, která v některých případech upozorňuje na změny, které automaticky probíhají. Např. přidání měkké pružiny rozdělení komponentů na dvě a více nezávislých součástí atd.

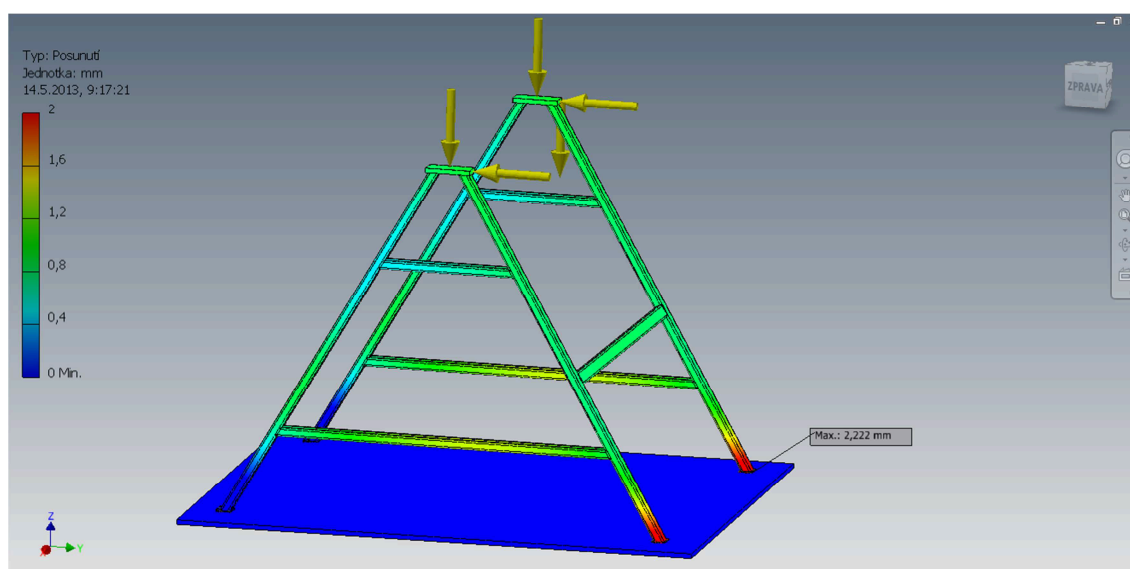
Mnou nadefinovaná simulace byla v pořádku a žádné upozornění mi ohlašovací tabulka nevznikla.

Výsledky MKP podstavy



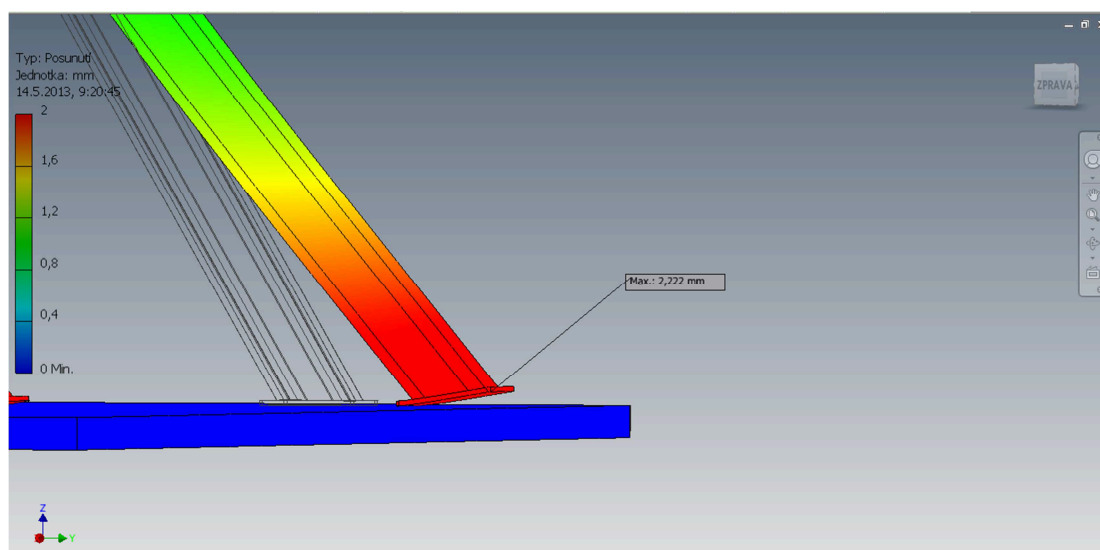
Obr. 26 Hlavní napětí Von Mises nosné konstrukce

Největší napětí, které na nosné konstrukci vzniká je u patek 103,52 MPa toto napětí je na základě mnou nadefinovaných okrajových podmínek v pořádku.



Obr. 27 Velikost posunutí nosné konstrukce

Velikost největšího posunutí je 2,22 mm u patek konstrukce.

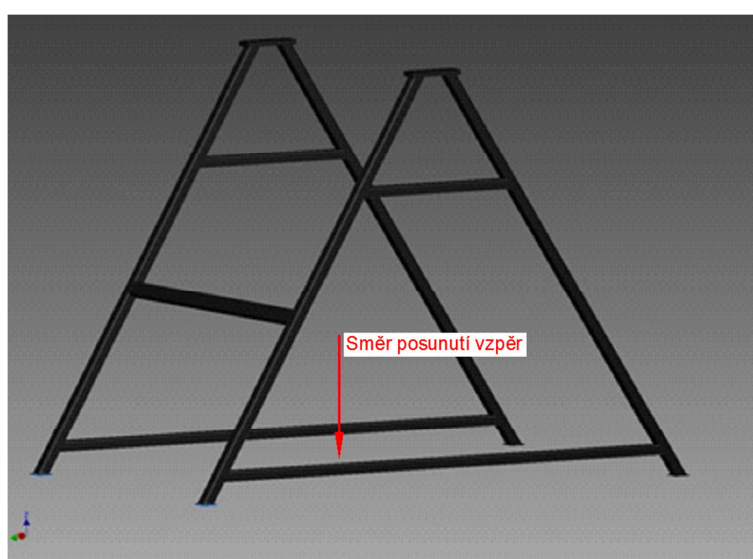


Obr. 28 Deformace patky

Při detailním přiblížení a zvětšení měřítku deformace jde vidět, jak se bude chovat patka.

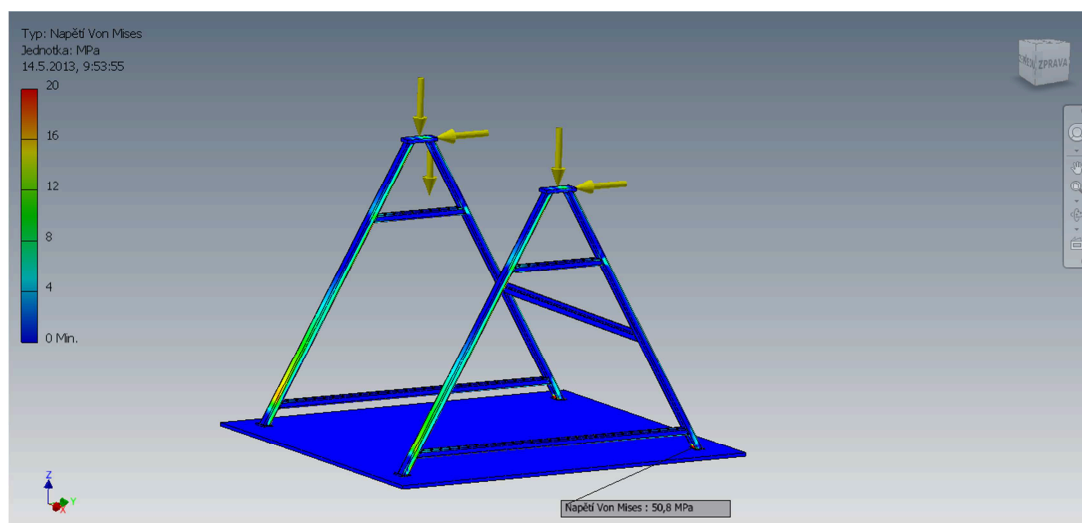
Konstrukční úprava

Navrhuji udělat konstrukční úpravu a to je posunutí vzpěr v ose Z směrem dolů. Předpokládám, že se mi sníží napětí v konstrukci a také posunutí, jelikož vzpěra bude blíže k jeho centru.



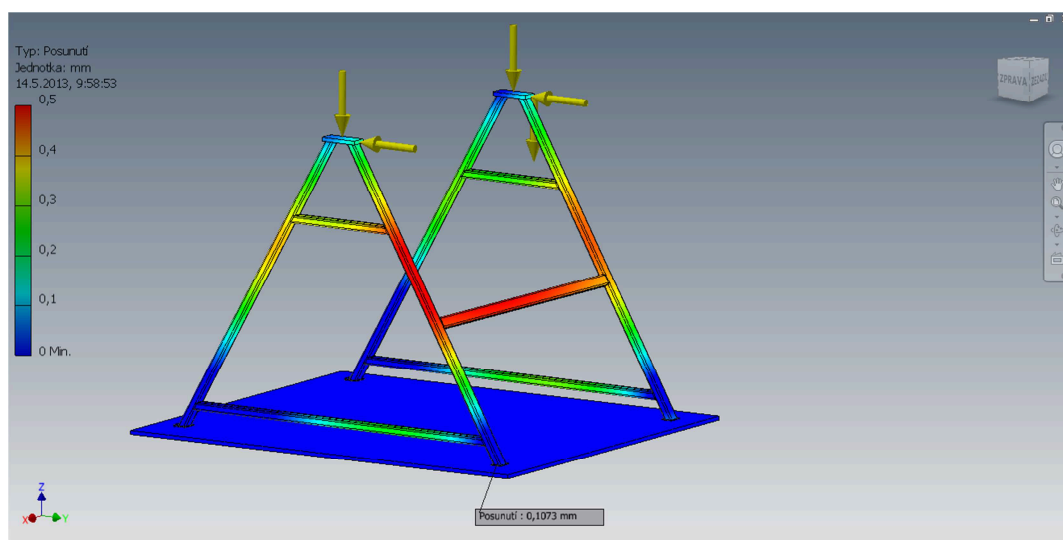
Obr. 29 Konstrukční úprava vzpěr

Příčné vzpěry jsem posunul z původních 400 mm na 120mm od podlahy. Níže bych je již neposouval a to z důvodu malého prostoru pro manipulaci s vozíkem.



Obr. 30 Hlavní napětí Von Mises nosné konstrukce po konstrukční úpravě

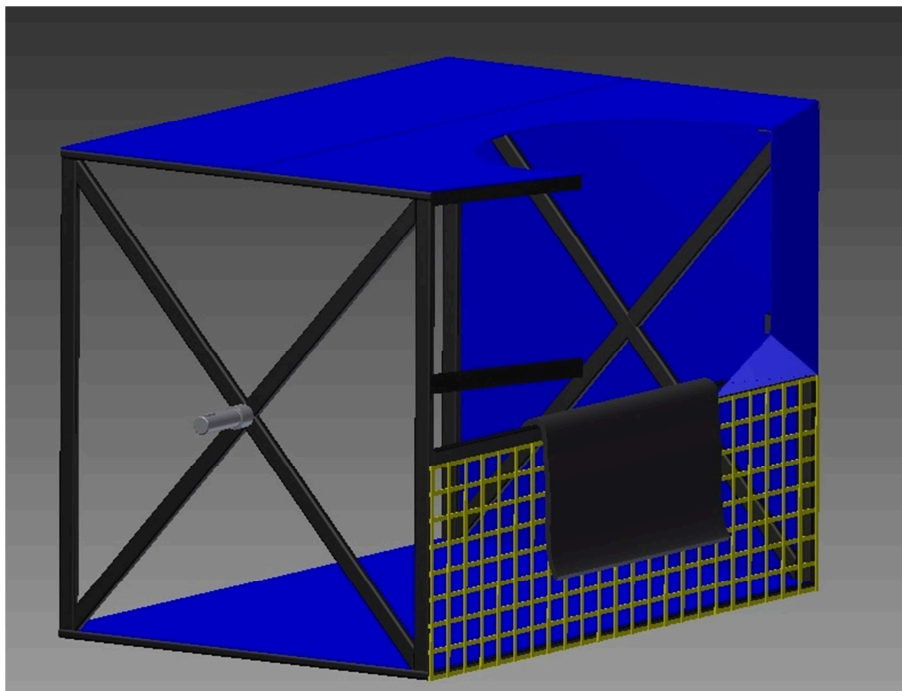
Napětí díky snížení vzpěr kleslo na poloviční hodnotu 50,8 MPa.



Obr. 31 Velikost posunutí nosné konstrukce po konstrukční úpravě

Největší velikost posunutí se snížila. Nabývá daleko menších hodnot. Velikost posunutí je 0,1mm což je na konstrukci o výšce 1,8m, zatížení v ose Z=14 000 a Y=4000N velmi malá hodnota a můžeme prohlásit, že konstrukce disponuje velkou tuhostí.

MKP přesýpací kabiny:

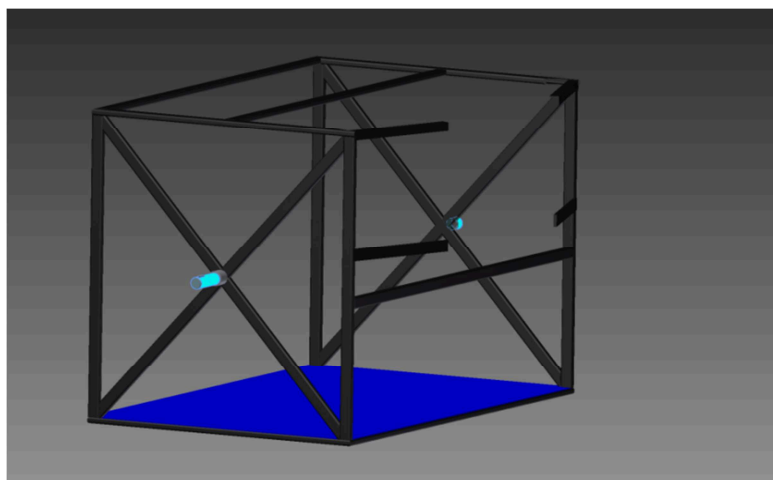


Obr. 32 Návrh přesýpací kabiny

Přesýpací kabinu jsem podrobil pevnostní analýze, které jsem dal tyto vstupní podmínky.

Materiál: celá kabina je vytvořena z oceli

Vazby: vazby jsem použil volné a to na dvě nosné hřídele, které by měly být uloženy v naklápěcích segmentech

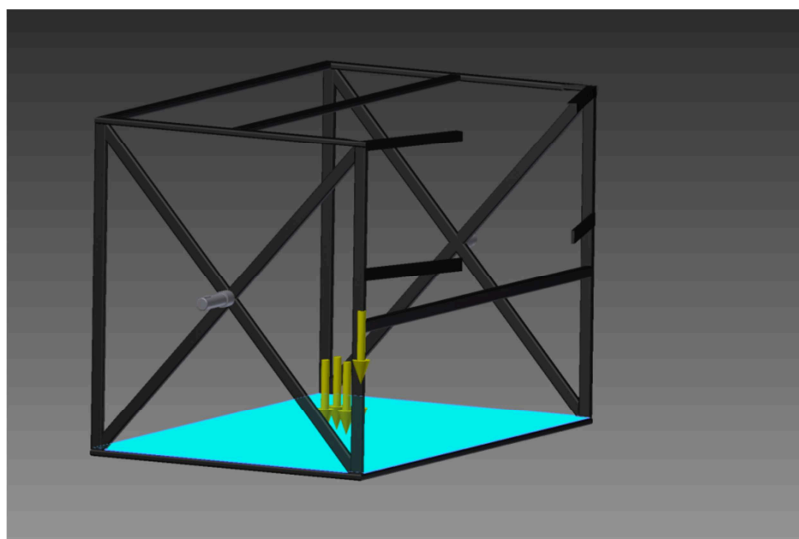


Obr. 33 Nastavení vazeb

Zatížení: kabinu jsem zatížil v ose Z a použil jsem zatížení tlakem, z velikosti síly F, kterou má zatěžující kontejner jsem vypočet tlak. Velikost plochy spočteme ze známých velikostí ploch a a b. Gravitaci jsem rovněž orientoval v ose Z.

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F}{a \cdot b} \qquad p = \frac{14000}{840 \cdot 1400} \qquad p = 0,0119 \text{ MPa} \qquad (3)$$

p	tlak v podlaze kabiny	[MPa]
F	Zatěžující síla od kontejneru	[N]
S	obsah plochy dna kabiny	[mm ²]
a	Šířka dna kabiny	[mm]
b	Délka dna kabiny	[mm]



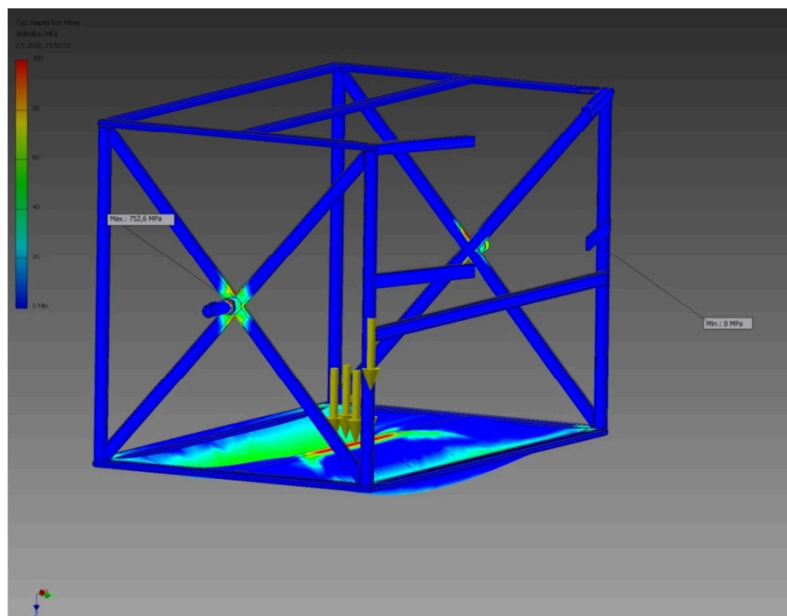
Obr. 34 Nastavení zatížení kabiny

Doteky: byly vytvořeny automaticky a všechny jsou pevné

Pohled sítě: síť byla automaticky vygenerována a průměrná velikost prvku ponechána na hodnotě 0,1

Simulace: všechny vstupní hodnoty jsou nyní nastaveny a můžeme spustit simulaci

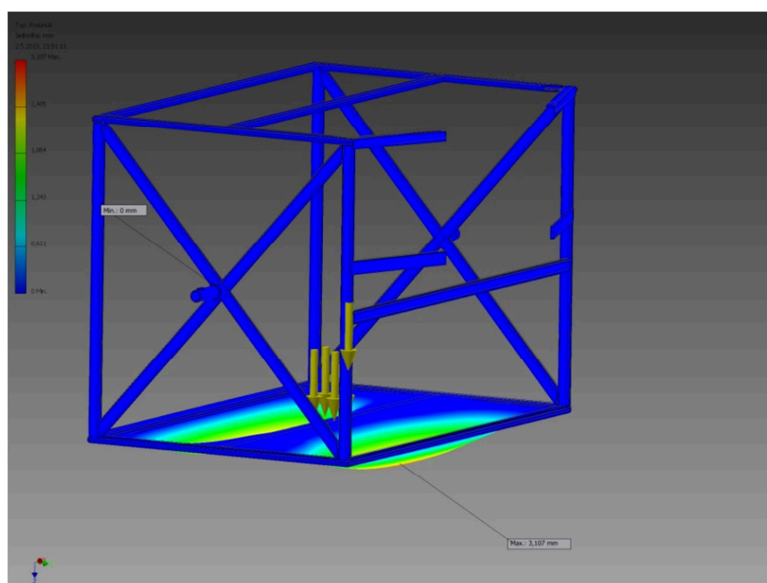
Výsledky simulace MPK přesýpací kabiny



Obr. 35 Největší velikost hlavního napětí podle Von Mises

Největší napětí vzniká v místech čepů, které přenášejí veškeré zatížení. Maximální hodnota hlavního napětí je 752,6 MPa. Musím provést konstrukční úpravy, jelikož napětí je extrémně vysoké. Nejdříve odstraním přechodový průměr, protože napětí se koncentruje v místě vrbu.

Další větší hodnota je znatelná v oblasti dna přesýpací kabiny. Zatížení tlakem přes plech není ideální.



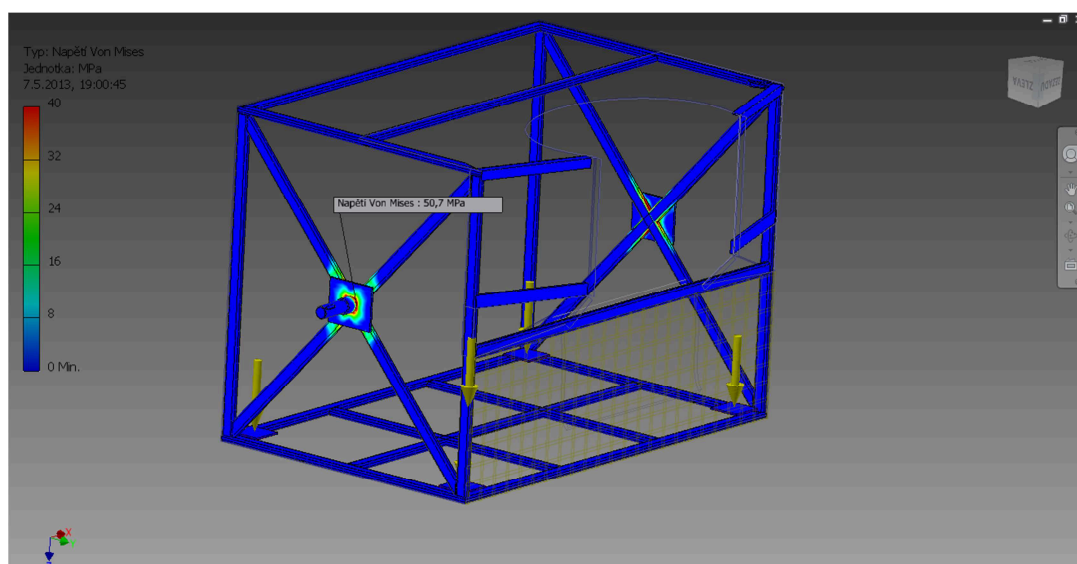
Obr. 36 Maximální posunutí

Posunutí nabývá hodnot 3,1 mm. Pokusím se ho snížit přidáním výztuží v ose Y a podrobíme sestavu další simulaci.

Konstrukční úprava:

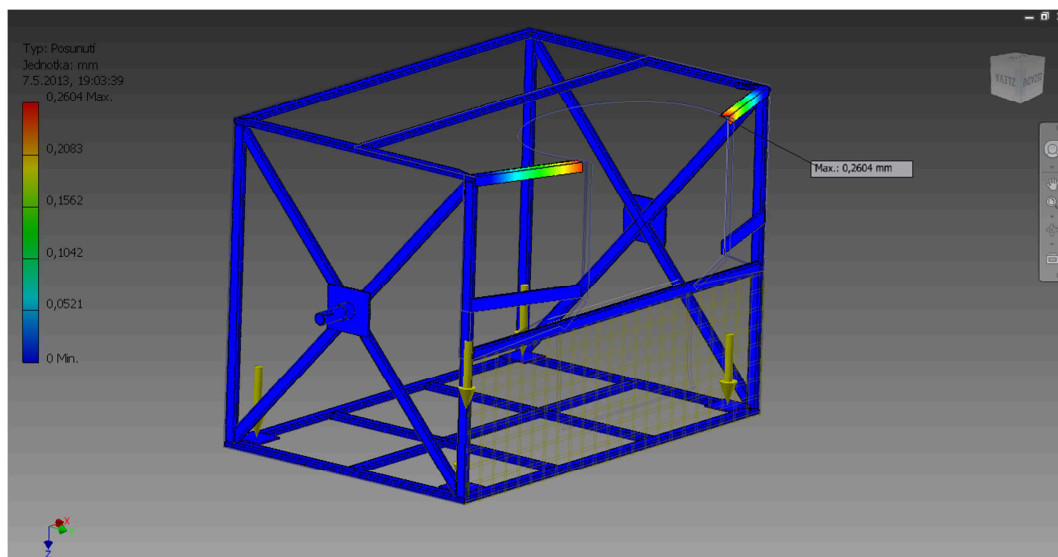
Na kabině jsem provedl konstrukční úpravy a to že jsem na čepích odstranil změnu průměru. Vymezení vůli v ose X proběhne při montáži tak, že na čepy se mezi ložiskové segmenty a kabinu umístí distanční kroužky. Mezi nosné čepy a kabinu vložil pás obdélníkové oceli. Ty nám zároveň vyztuží hřídele.

Zatěžující síly jsem umístil přesně do míst, kde působí při vložení kontejneru. Dno kabiny jsem doplnil o dva profily.



Obr. 37 Výsledky hlavního napětí Von Mises po konstrukční úpravě

Velikosti napětí mi kleslo na hodnotu na 50 MPa. Můžu říct, že na obr. 31 je skutečně vidět, že největší napětí se pohybuje okolo čepů.



Obr. 38 Největší posunutí po konstrukční úpravě

Posunutí se přemístilo do horní části kabiny. A to z důvodu, že je to jediné místo, které není uzavřeno profilem do obvodu. Ovšem při provozu jsou na těchto místech dostatečně silné plechy a z toho to důvodu se posunutí ještě více eliminuje. Navíc jeho velikost je vzhledem k velikosti zařízení zanedbatelná.

5 Závěr

V této bakalářské práci bylo navrženo zařízení na vyprazdňování kontejneru. Nejdříve jsem se seznámil s aktuální problematikou v provozu a následně navrhnul konstrukční řešení. Důraz byl kladen na odlehčení konstrukce a posunout ji blíže spodní hranici únosnosti, tím se ušetří materiál a finance. Konstrukci jsem podrobil několika pevnostním analýzám pomocí MKP a následně upravoval, aby docházelo k co nejnižším zatížením. Sestava nosné konstrukce a kabiny je svařenec, proto použiji ocel 11 373, protože se jedná o ocel dobře svařitelnou. Pro pohon jsem použil elektromotor a šnekovou převodovku s čelním předstupněm. Jako spojení převodovky a kabiny byla použita pružná spojka. Následně jsem si ověřil pomocí kontrolních výpočtů, zdali můj návrh byl správný. Velice zajímavé bylo na základě početních experimentů získávat údaje o největším krouticím momentu a největším momentu setrvačnosti kabiny. Vysýpací zařízení, které jsem navrhnul, vyhovuje.

6 Seznam použité literatury:

- [1] KWESTO. Manipulační vozík s policemi. *Kwesto.cz* [online]. [cit. 2013-05-15]. Dostupné z:
<http://www.kwesto.cz/shop/product/M9679/Manipvozík+s+policemi.html?article=504609&artulační+icle=504611&js=true>
- [4] EUROLIFT CZ. Vysokozdvíhový vozík dieselový. *manipulacnitechnika.cz* [online]. 2010 [cit. 2013-05-15]. Dostupné z:
<http://www.manipulacnitechnika.cz/manipulacni-technika/vysokozdvizne-voziky/celni-voziky/vysokozdvizny-vozik-plynovy-euroliftcz-d20.html>
- [3] POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. *Dopravní a manipulační zařízení I.* 1. vydání. Ostrava: VŠB-TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA 17.listopadu 15/2172 7008 33 Ostrava - Poruba, 2001. 100s. ISBN 80-248-0043-8. [4]
- [5] VÝKUP A ZPRACOVÁNÍ KOVOVÉHO ODPADU. Lisování kovových briket. *kovosrot-olomouc.cz* [online]. 2013 [cit. 2013-05-15]. Dostupné z:
<http://www.kovosrot-olomouc.cz/lisovani-kovovych-briket>
- [7] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře.: Části spojovací.* dotisk 1. vydání. Ostrava: VŠB-TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA 17.listopadu 15/2172 7008 33 Ostrava - Poruba, 2010. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [6] LEINVEBER, J. P.Vávra. *Strojnické tabulky: Pomocná učebnice pro školy technického zaměření.* druhé doplněné vydání. Úvaly: Albra - pedagogické nakladatelství, 2005. ISBN 80-7361-011-6.

- [8] GGB BRAING TECHNOLOGY. PB-Exalign Pedestal Bearing [online]. 1990-2013 [cit. 2013-05-15]. Dostupné z:
[http://www.tracepartsonline.net/\(S\(gigo4cbxjcajppnuqptuc345\)\)/partdetails.aspx?PartFamilyID=32-02052007-080626&PartID=32-02052007-080626&sk_Reference=&Class=GGB&ClsID=/F_GGB/GGB.060/GGB.060.010/&fwsid=GLOBALV3&ManId=GGB](http://www.tracepartsonline.net/(S(gigo4cbxjcajppnuqptuc345))/partdetails.aspx?PartFamilyID=32-02052007-080626&PartID=32-02052007-080626&sk_Reference=&Class=GGB&ClsID=/F_GGB/GGB.060/GGB.060.010/&fwsid=GLOBALV3&ManId=GGB)
- [9] NORD. Šnekové převodovky s čelním předstupněm. *2.nord.com* [online]. 2013 [cit. 2013-05-15]. Dostupné z:
http://www2.nord.com/cms/media/documents/bw/G1000_CZ_1810.pdf
- [10] RS COMPONENTS. Dotykové spínače. *cz.rs-online.com* [online]. 1990-2013 [cit. 2013-05-15]. Dostupné z:
[http://www.tracepartsonline.net/\(S\(1mhxqayflmwwlungwad2clz0\)\)/partdetails.aspx?PartFamilyID=10-10042012-096417&PartID=10-10042012-096417&sk_Reference=&Class=TRACE&ClsID=/ROOT/C29/C29.T01/C29.T01.T16/&fwsid=GLOBALV3&ManId=RS_COMPONENTS](http://www.tracepartsonline.net/(S(1mhxqayflmwwlungwad2clz0))/partdetails.aspx?PartFamilyID=10-10042012-096417&PartID=10-10042012-096417&sk_Reference=&Class=TRACE&ClsID=/ROOT/C29/C29.T01/C29.T01.T16/&fwsid=GLOBALV3&ManId=RS_COMPONENTS)
- [11] TEA-HAMBURG. Kupplungen spielfrei [online]. [cit. 2013-05-15]. Dostupné z:
http://www.tea-hamburg.de/uploads/tx_hmteaproducts/Kupplung_spielfrei.pdf
http://www.tea-hamburg.de/fileadmin/TEA/scripts/cad.php?clsID=/TEA_GER.1/TEA.40/TEA.40.130/

7 Seznam použitých obrázků:

Obr. 1 Ruční manipulační zařízení [1]	11
Obr. 2 Mechanizovaný vysokozdvíhový vozík [2]	11
Obr. 3 Sypký materiál (peletka) [4]	12
Obr. 4 Kusový materiál [5]	12
Obr. 5 Přesýpací zařízení s kontejnerem	13
Obr. 6 Průběh vysypávání	13
Obr. 7 Normalizovaný kontejner na výrobní linku	14
Obr. 8 Přesypávaný kontejner externí firmy	15
Obr. 9 Základní rozměrové a funkční prvky zařízení	16
Obr. 10 Přesýpací kabina konstrukce	17
Obr. 11 Přesýpací kabina přední pohled	18
Obr. 12 Model přesýpacího zařízení	19
Obr. 13 Přesýpací zařízení v pracovní poloze	19
Obr. 14 Jednotlivé části podstavy	21
Obr. 15 Umístění dotykových spínačů	21
Obr. 16 Rozbor pohonu	22
Obr. 17 Jednotlivé části kabiny	23
Obr. 18 Výška materiálu při největším krouticím momentu	24
Obr. 19 Sklopený nosný průřez svaru [7]	26
Obr. 20 Návrh z katalogu firmy ggbearings [8]	30
Obr. 21 Výběr z katalogu firmy NORD [9]	31
Obr. 22 Rozložení tlaků v drážce na pero [7]	35
Obr. 23 Měrný tlak v kotevních patkách	36
Obr. 24 Nosná konstrukce připravena k pevnostní analýze	37
Obr. 25 nastavení vazeb a dotyků mezi patkou a podlahou	38
Obr. 26 Hlavní napětí Von Mises nosné konstrukce	39
Obr. 27 Velikost posunutí nosné konstrukce	39
Obr. 28 Deformace patky	40
Obr. 29 Konstrukční úprava vzpěr	40
Obr. 30 Hlavní napětí Von Mises nosné konstrukce po konstrukční úpravě	41
Obr. 31 Velikost posunutí nosné konstrukce po konstrukční úpravě	41
Obr. 32 Návrh přesýpací kabiny	42
Obr. 33 Nastavení vazeb	42

Obr. 34 Nastavení zatížení kabiny	43
Obr. 35 Největší velikost hlavního napětí podle Von Mises.....	44
Obr. 36 Maximální posunutí	44
Obr. 37 Výsledky hlavního napětí Von Mises po konstrukční úpravě	45
Obr. 38 Největší posunutí po konstrukční úpravě.....	46

8 Seznam grafů:

Graf 1 Charakteristika M_{k2} při změně hmotnosti m a vzdálenosti r	25
Graf 2 Průběh momentu setrvačnosti s rostoucím zatížením a změnou těžiště	33

9 Seznam tabulek:

Tab. 1 Výpočet krouticího momentu $M_{k1}=[N/m]$	25
Tab. 2 Typy provozu [9]	32
Tab. 3 Technické údaje o elektromotoru [9]	33

10 Seznam příloh:

- A) Tabulka hodnot na výpočet maximálního momentu setrvačnosti kabiny
- B) Výkresová dokumentace
- C) CD s výkresovou dokumentací a použitým materiálem